

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Konstrukční návrh ejektoru  
voda-voda a metod sloužících  
k optimalizaci pracovního procesu**

Design of the Water-Water Type Ejector  
and the Finding of the Working Process  
Optimalization Methods

Student:

Bc. Jan Ulman

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Zdeněk Šmída, Ph.D.

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání diplomové práce

Student:

**Bc. Jan Ulman**

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma:

**Konstrukční návrh ejektoru voda-voda a metod sloužících k optimalizaci  
pracovního procesu stroje**

**Design of the Water-Water Type Ejector and the Finding of the Working  
Process Optimization Methods**

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

V teoretické části práce zpracujte řešerši na téma „Energetické stroje“. Důraz kladte především na proudové stroje a jejich pracovní proces, základní části a průběh pracovního procesu v i-s diagramu s uvedením příkladů různých praktických aplikací těchto strojů.

V praktické části navrhnete ejektor typu voda-voda dle následujícího zadání: hmotnostní tok hnacího média 0,05 m<sup>3</sup>/s, vstupní přetlak hnacího média 40 kPa, vstupní absolutní tlak hnaného média 100 kPa, výstupní přetlak 30 kPa, vstupní teplota hnacího média 40 °C, vstupní teplota hnaného média 20 °C. Zbylé hodnoty si vhodně zvolte. Každou případnou modifikaci zadání z důvodu optimalizace návrhu důkladně odůvodněte. Vlastní výpočet proveďte minimálně podle dvou různých metodik, které vzájemně porovnejte. Pro vybranou metodiku zpracujte technickou výkresovou dokumentaci. Na závěr se věnujte návrhu metod sloužících k optimalizaci pracovního procesu stroje při změně provozních parametrů.

Volitelná část práce: V případě časové rezervy zpracujte jednoduchou CFD simulaci navrženého stroje, kde vyhodnotíte pracovní proces a popíšete případné rozdíly mezi analytickým a numerickým výpočtem.

Seznam doporučené odborné literatury:

MORAN, J. and Michael, SHAPIRO N., Howard. Fundamentals of Engineering Thermodynamics – 5th Edition. New York: John Wiley & Sons, 2006, 831 p., ISBN 978-0-07-150821-6.

HIBŠ, Miroslav. Proudové přístroje. 2., přepracované vyd. Praha: SNTL, nakl. technické literatury, 1981.

BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. Čerpadla. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1972.

DEJČ, Michail Jefimovič. Technická dynamika plynů. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1967. Teoretická knižnice inženýra.

KOZUBKOVÁ, Milada. Modelování proudění tekutin: FLUENT, CFX [CD-ROM]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1913-6.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Zdeněk Šmída**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



---

doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.  
*vedoucí katedry*



---

prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
*děkan fakulty*

#### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18.5. 2020



.....  
Podpis studenta


Jméno a příjmení studenta:

Jan Ulman

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 14.5. 2020

  
.....  
Podpis autora práce

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ULMAN, J. *Konstrukční návrh ejektoru voda-voda a metod sloužících k optimalizaci pracovního procesu: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2020, 91 s. Vedoucí práce: Šmída, Z.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem ejektoru voda – voda a optimalizací pracovního procesu. V úvodu je provedeno zařazení proudových strojů z hlediska energetických strojů s popisem jednotlivých zařazení. Dále jsou popsány jednotlivé části ejektoru, pracovní proces a energetické ztráty proudového stroje. Následuje popis uplatnění jednotlivých vodních ejektorů. V praktické části se práce věnuje konstrukčnímu návrhu ejektoru. Ejektor je navržen podle dvou rozdílných metodik. První metoda se zabývá výpočtem ejektoru podle empirické metody. Druhá metoda je založena na aplikaci Bernoulliho rovnic. Metody jsou v další části práce vzájemně porovnány. Po porovnání výpočtu jsou pro vodní ejektory zařazeny možnosti jednotlivých regulací, které slouží k optimalizaci pracovního procesu. Součástí diplomové práce je i výkresová dokumentace. Tato dokumentace je obsažena v příloze.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

ULMAN, J. *Design of the Water-Water Type Ejector and the Finding of the Working Process Optimization Methods: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2020, 91 p. Thesis head: Šmída, Z.

This master thesis deals with design of the water – water type ejector and optimization of the working process. At the beginning is inclusion of jet pumps in terms of energy machines. Every part of the ejector is described after inclusion of the jet pumps. Working process is detailed described in the next subchapter. Description of the energy losses is on the end of the introduction to jet pumps. Market survey is presented showing cases of using water – water type ejectors in the last theoretical chapter of the thesis. Design of the water – water type ejector is contain in the practical part of the thesis. The ejector is designed according to two methods. First, the ejector is designed according to the empirical method. The second method contains application of the Bernoulli's equations. In the next part, two methods are compared with each other. Options of the regulation are using to optimization of the working process. These methods of regulation are in the next chapter. Attached to this thesis is complete drawing documentation.

## Obsah

<b>1</b>	<b>ÚVOD .....</b>	<b>1</b>
1.1	Cíle diplomové práce .....	2
<b>2</b>	<b>ZAŘAZENÍ EJEKTORŮ .....</b>	<b>3</b>
2.1	Energetické stroje .....	3
2.2	Kompresory a jejich rozdělení.....	3
2.3	Proudové stroje .....	5
<b>3</b>	<b>EJEKTORY .....</b>	<b>6</b>
3.1	Proudění tryskou .....	6
3.1.1	Zúžená dýza.....	6
3.1.2	Lavalova dýza.....	9
3.2	Hlavní části ejektoru .....	10
3.2.1	Vstupní potrubí hnacího média.....	11
3.2.2	Dýza hnacího média .....	12
3.2.3	Hlava ejektoru a dýza hnaného média .....	17
3.2.4	Vstupní potrubí hnaného média.....	17
3.2.5	Směšovací komora.....	18
3.2.6	Difuzor a výstupní potrubí.....	21
3.3	Pracovní proces ejektoru .....	22
3.4	Pracovní média .....	24
3.4.1	Hmotnostní toky pracovních médií .....	24
3.5	Energetické ztráty proudového stroje.....	26
3.5.1	Skutečná expanze.....	27
3.5.2	Ztráty při nasávání hnaného média.....	28
3.5.3	Skutečné míšení ve směšovací komoře .....	29
3.5.4	Skutečná komprese .....	30
3.5.5	Skutečný hmotnostní tok hnacího média .....	31
<b>4</b>	<b>APLIKACE EJEKTORŮ .....</b>	<b>32</b>
4.1	Ejektory balastních nádrží.....	32
4.2	Čištění studní.....	33
4.3	Čištění potrubí .....	33

4.4	Rybí přechody .....	34
4.5	Promíchávací ejektory.....	34
4.6	Požární ejektory .....	35
5	VÝPOČET .....	36
5.1	Výpočet podle empirické metody .....	36
5.1.1	Absolutní tlak na vstupu hnacího média.....	36
5.1.2	Absolutní tlak směsi na výstupu z ejektoru .....	37
5.1.3	Určení hustoty hnacího média na vstupu.....	37
5.1.4	Poměr tlakových rozdílů.....	37
5.1.5	Vstupní rychlost hnacího média .....	38
5.1.6	Součinitel ejekce.....	39
5.1.7	Účinnost ejektoru.....	40
5.1.8	Objemový průtok hnaného média.....	41
5.1.9	Celkový objemový průtok .....	41
5.1.10	Průřez vstupního potrubí hnacího média .....	42
5.1.11	Průměr vstupního potrubí hnacího média.....	42
5.1.12	Skutečný průřez vstupního potrubí hnacího média.....	43
5.1.13	Skutečná rychlost ve vstupním potrubí hnacího média .....	43
5.1.14	Rychlost nasávané látky po svedení médií .....	43
5.1.15	Rychlost směsi na výstupu ze směřovací komory .....	43
5.1.16	Rychlost pracovní látky na výstupu z dýzy .....	44
5.1.17	Výstupní průřez dýzy.....	44
5.1.18	Výstupní průměr dýzy .....	45
5.1.19	Délka dýzy .....	45
5.1.20	Průřez směšovací komory.....	45
5.1.21	Průměr směšovací komory .....	46
5.1.22	Skutečný průřez směšovací komory .....	46
5.1.23	Skutečná rychlost na výstupu ze směšovací komory .....	47
5.1.24	Délka směšovací komory.....	47
5.1.25	Vzdálenost výstupního průřezu dýzy od vstupu do směšovací komory .....	47
5.1.26	Délka difuzoru .....	47



5.1.27	Výstupní průřez difuzoru .....	48
5.1.28	Výstupní rychlost z difuzoru .....	48
5.1.29	Průřez vstupního potrubí hnaného média .....	49
5.1.30	Průměr vstupního potrubí hnaného média .....	49
5.1.31	Skutečný průřez potrubí hnacího média .....	50
5.1.32	Skutečná rychlost na vstupu do potrubí hnaného média .....	50
<b>5.2</b>	<b>Výpočet přes Bernoulliho rovnice .....</b>	<b>51</b>
5.2.1	Výpočet tlaku v ústí dýzy .....	52
5.2.2	Rychlost v ústí dýzy .....	52
5.2.3	Průřez v ústí dýzy .....	53
5.2.4	Průměr v ústí dýzy .....	53
5.2.5	Délka dýzy .....	53
5.2.6	Rychlost po svedení proudů .....	54
5.2.7	Hmotnostní tok hnacího média .....	55
5.2.8	Hmotnostní tok hnaného média .....	55
5.2.9	Energetické ztráty ve směšovací komoře .....	55
5.2.10	Rychlost na výstupu ze směšovací komory .....	56
5.2.11	Průřez směšovací komory .....	56
5.2.12	Průměr směšovací komory .....	57
5.2.13	Skutečný průřez směšovací komory .....	57
5.2.14	Skutečná rychlost na výstupu ze směšovací komory .....	58
5.2.15	Délka směšovací komory .....	58
5.2.16	Vzdálenost výstupního průřezu dýzy od vstupu do směšovací komory .....	58
5.2.17	Rychlost na výstupu z difuzoru .....	59
5.2.18	Průřez na výstupu z difuzoru .....	59
5.2.19	Průměr na výstupu z difuzoru .....	60
5.2.20	Skutečný průřez na výstupu z difuzoru .....	60
5.2.21	Skutečná rychlost na výstupu z difuzoru .....	61
5.2.22	Délka difuzoru .....	61
<b>5.3</b>	<b>Porovnání metodik výpočtu .....</b>	<b>62</b>
<b>6</b>	<b>REGULACE PROUDOVÝCH STROJŮ .....</b>	<b>65</b>

<b>6.1</b>	<b>Regulace tlaku.....</b>	<b>65</b>
6.1.1	Ventil na výtlaku z předřazeného čerpadla .....	65
6.1.2	Regulace pomocí jehly v dýze.....	66
<b>6.2</b>	<b>Regulace změnou polohy.....</b>	<b>67</b>
6.2.1	Regulace změnou velikosti ustavovacího matice .....	67
6.2.2	Regulace změnou polohy posunutím po závitu .....	69
<b>6.3</b>	<b>Regulace změnou tvaru .....</b>	<b>69</b>
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>70</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>73</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ.....</b>	<b>74</b>
	<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>76</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>77</b>

# Seznam symbolů

$a$	součinitel vířivosti	$[-]$
$a_r$	rychlost zvuku v daném prostředí	$[m \cdot s^{-1}]$
$c$	rychlost proudění v daném prostředí	$[m \cdot s^{-1}]$
$c_{p,i}$	měrná tepelná kapacita při konst. tlaku v daném místě	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
$d_{krit}$	kritický průměr	$[m]$
$d_0$	průměr vstupního potrubí hnaného média	$[m]$
$D_0$	vnější průměr vstupního potrubí hnaného média	$[m]$
$d_1$	průměr vstupního potrubí hnacího média	$[m]$
$D_1$	vnější průměr vstupního potrubí hnacího média	$[m]$
$d_{1,sk}$	skutečný vnitřní průměr vstupního potrubí hnacího média	$[m]$
$d_2$	průměr na výstupu z dýzy hnacího média	$[m]$
$d_{3,4}$	průměr směšovací komory	$[m]$
$d_{3,4,sk}$	skutečný průměr směšovací komory	$[m]$
$D_{3,4}$	vnější průměr směšovací komory	$[m]$
$d_5$	průměr na výstupu z difuzoru	$[m]$
$d_{5,sk}$	skutečný průměr na výstupu z difuzoru	$[m]$
$D_5$	vnější průměr na výstupu z difuzoru	$[m]$
$E_M$	energetické ztráty míšením	$[J \cdot kg^{-1}]$
$E_Z$	část energie hmotnostního toku na pokrytí ztrát	$[%]$
$i_0$	entalpie hnaného média na vstupu	$[J \cdot kg^{-1}]$
$i_1$	entalpie na vstupu do dýzy	$[J \cdot kg^{-1}]$
$i_{2,ize}$	entalpie na výstupu z dýzy	$[J \cdot kg^{-1}]$
$i_{2,0,ie}$	entalpie hnaného média na výstupu z dýzy	$[J \cdot kg^{-1}]$
$i_{2,1,ie}$	entalpie hnacího média na výstupu z dýzy	$[J \cdot kg^{-1}]$
$i_{3,4}$	entalpie ve směšovací komoře	$[J \cdot kg^{-1}]$
$i_5$	entalpie směsi na výstupu z difuzoru	$[J \cdot kg^{-1}]$
$L_k$	délka kužele	$[m]$
$L_{opt}$	optimální délka dýzy	$[m]$
$L_P$	délka vrcholu kužele k výstupu dýzy	$[m]$
$L_1$	délka zúžené dýzy	$[m]$
$L_{1,1}$	délka konvergentní části	$[m]$

$L_{1,2}$	délka divergentní části	[m]
$l_2$	délka dýzy	[m]
$L_{3,4}$	délka směšovací komory	[m]
$L_5$	délka difuzoru	[m]
Ma	Machovo číslo	[–]
$M_m$	molární hmotnost	[kg · mol <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}$	hmotnostní průtok	[kg · s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_0$	hmotnostní průtok hnaného média	[kg · s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{1,ie}$	hmotnostní průtok hnacího média vstupním potrubím	[kg · s <sup>-1</sup> ]
$p_{bar}$	barometrický tlak	[Pa]
$p_i$	tlak v daném místě	[Pa]
$p^*$	tlak v místě kritického bodu	[Pa]
$p_0$	tlak hnaného média	[Pa]
$p_1$	tlak před tryskou	[Pa]
$p_2$	tlak kolem ústí dýzy	[Pa]
$r$	specifická plynová konstanta	[J · kg <sup>-1</sup> · K]
$R$	univerzální plynová konstanta	[kg · mol <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]
$R_v$	výpočtový součinitel	[–]
$S$	plocha potrubí	[m <sup>2</sup> ]
$S_0$	průřez vstupního potrubí hnaného média	[m <sup>2</sup> ]
$S_{0,sk}$	skutečný průřez vstupního potrubí hnaného média	[m <sup>2</sup> ]
$S_1$	plocha vstupního potrubí hnacího média	[m <sup>2</sup> ]
$S_{1,sk}$	skutečný průřez vstupního potrubí hnacího média	[m <sup>2</sup> ]
$S_{2,1}$	výstupní průřez dýzy	[m <sup>2</sup> ]
$s_3$	vzdálenost mezi výstupním průřezem dýzy od vstupu do směšovací komory	[m]
$S_{3,4}$	průřez směšovací komory	[m <sup>2</sup> ]
$S_{3,4,sk}$	skutečný průřez směšovací komory	[m <sup>2</sup> ]
$S_5$	výstupní průřez difuzoru	[m <sup>2</sup> ]
$T$	teplota v daném prostředí	[K]
$t_0$	tloušťka stěny potrubí hnaného média	[m]
$T_i$	teplota v daném místě	[K]
$t_1$	tloušťka vstupního potrubí hnacího média	[m]
$T_1$	teplota hnacího média na vstupu	[K]
$t_3$	tloušťka stěny směšovací komory	[m]

$t_5$	tloušťka stěny difuzoru	[m]
$\dot{V}_c$	celkový objemový průtok směsi	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_0$	objemový průtok hnaného média	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_1$	objemový průtok hnacího média	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]
$w$	rychlost proudění	[m · s <sup>-1</sup> ]
$w_{krit}$	rychlost v kritickém místě	[m · s <sup>-1</sup> ]
$w_0$	vstupní rychlost hnaného média	[m · s <sup>-1</sup> ]
$w_{0,sk}$	skutečná rychlost na vstupu do potrubí hnaného média	[m · s <sup>-1</sup> ]
$w_1$	vstupní rychlost hnacího média před tryskou	[m · s <sup>-1</sup> ]
$w_{1,sk}$	skutečná rychlost ve vstupním potrubí hnacího média	[m · s <sup>-1</sup> ]
$w_{2,ize}$	rychlost proudění na výstupu	[m · s <sup>-1</sup> ]
$w_{2,0}$	rychlost hnaného média po svedení proudů	[m · s <sup>-1</sup> ]
$w_{2,1}$	rychlost hnacího média na výstupu z dýzy	[m · s <sup>-1</sup> ]
$w_{3,4}$	rychlost směsi ve směšovací komoře	[m · s <sup>-1</sup> ]
$w_{3,4,sk}$	skutečná rychlost směsi ve směšovací komoře	[m · s <sup>-1</sup> ]
$w_5$	rychlost směsi na výstupu z difuzoru	[m · s <sup>-1</sup> ]
$w_{5,sk}$	skutečná rychlost směsi na výstupu z difuzoru	[m · s <sup>-1</sup> ]
$x$	rychlostní součinitel	[-]
$y$	rychlostní součinitel	[-]
$Z$	kompresibilní faktor	[-]
$\alpha_{dif}$	úhel rozšíření difuzoru	[°]
$\alpha_{dýz}$	úhel zúžení dýzy	[°]
$\beta$	optimální úhel rozšíření	[°]
$\Delta i_i$	entalpický spád mezi dvěma body	[J · kg <sup>-1</sup> ]
$\Delta i_0$	entalpický spád hnaného média	[J · kg <sup>-1</sup> ]
$\Delta i_{0,sk}$	skutečný entalpický spád hnaného média	[J · kg <sup>-1</sup> ]
$\Delta i_1$	entalpický spád hnacího média	[J · kg <sup>-1</sup> ]
$\Delta i_{1,sk}$	skutečný entalpický spád hnacího média	[J · kg <sup>-1</sup> ]
$\Delta i_5$	entalpický spád směsi na výstupu	[J · kg <sup>-1</sup> ]
$\Delta i_{5,sk}$	skutečná entalpický spád na výstupu z difuzoru	[J · kg <sup>-1</sup> ]
$\Delta p_1$	vstupní přetlak hnacího média	[Pa]
$\Delta p_5$	přetlak směsi na výstupu z difuzoru	[Pa]
$\Delta T_i$	teplotní rozdíl mezi dvěma body	[K]
$\varepsilon$	poměr tlakových rozdílů	[-]
$\eta$	účinnost ejektoru	[%]

$\eta_{\text{dif}}$	účinnosť difuzoru	[%]
$\eta_{\text{dýz}}$	účinnosť dýzy	[%]
$\eta_{\text{sání}}$	účinnosť sání hnaneého média	[%]
$\kappa$	Poissonova konstanta	[–]
$\xi_3$	součinitel odporu	[–]
$\rho_i$	hustota látky v daném místě	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$\rho_{\text{krit}}$	hustota v kritickém místě	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$\rho_v$	hustota vody	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$\rho_1$	hustota hnacího média na vstupu	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$\rho_{3,4}$	hustota směsi ve směšovací komoře	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$\rho_5$	hustota směsi na výstupu z difuzoru	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$\varphi_{p2}$	rychlostní součinitel	[–]
$\varphi_{s2}$	rychlostní součinitel	[–]

# 1 Úvod

Tématem diplomové práce je návrh konstrukce ejektoru a optimalizačních metod pracovního procesu. Tuto závěrečnou práci jsem si vybral proto, že bych se rád v budoucnu věnoval konstrukci energetických zařízení. Motivací pro zpracování konstrukčního návrhu ejektoru je i skutečnost, že podobné literatury v českém jazyce je poměrně malé množství. Většinou se v literatuře uvádí, jak by se mělo postupovat, ale samotný výpočetní návrh ejektoru chybí.

Ejektory slouží k odsávání nebo odčerpávání hnaného média pomocí média hnacího. Vlivem snížení tlaku a nárůstu rychlosti hnacího média po průchodu tryskou vznikne za tryskou podtlak. Díky tomuto podtlaku dojde k nasávání hnaného média. Ejektory se užívají také k vytváření homogenních roztoků a směsí. K homogenizaci směsi dojde ve směšovací komoře, kdy na výstupu ze směšovací komory získáme směs o vyrovnaném tlaku a rychlosti.

Ejektory, které mají jako hnací médium vodu, se používají například k odčerpávání u požárních a balastních ejektorů nebo k čištění studen. Dále mohou sloužit k promíchávání znečištěných kapalin nebo kapalin s pevnými částicemi v nádrži, čímž se docílí homogenizace. K čištění potrubí je možné použít ejektor, kterým se vytvoří roztok vody a kyseliny.

Parní ejektory se využívali u parních lokomotiv, kde se nazývali dyšny. Sloužily ke vzniku umělého tahu. Hnacím médiem je pára, která již byla použita pro pohon lokomotivy. Tato pára prochází dyšnou a vzniklý umělý tah podporuje odsávání spalín z žárotrubného kotle. Pomocí těchto ejektorů se nahrazoval až několik desítek metrů vysoký komín.

Vzduchové ejektory slouží k pneumatické dopravě tuhých sypkých částic. Dopravovanou látkou může být například sláma, seno, piliny nebo vápenec v granulové formě. Tyto ejektory se také uplatňují v chemickém průmyslu k odsávání nebezpečných látek z místností.

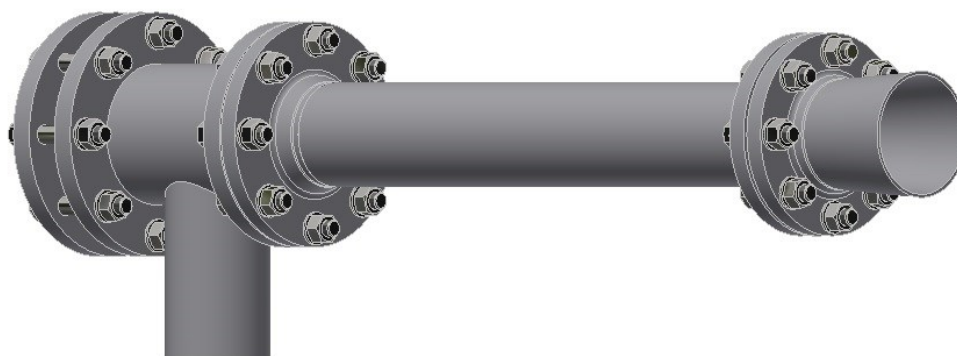
Jedním z problémů při návrhu ejektorů jsou samotné požadavky zákazníků, kterým se často nedá z fyzikálních důvodů vyhovět. Například se jedná o požadavek na zpracování páry o teplotě 500 °C. Konstrukce ejektoru by byla sice možná, avšak bez příslušné páry není možné ejektor správně vyhotovit. Zákazník také může požadovat ejektor pracující s neobvyklými médii. V takovém případě je často možné přistoupit na návrh ejektoru pomocí metody podobnosti. Například se návrh ejektoru provede jako voda-voda, pokud jsou hnacím a hnaným médiem organické kaly a kyselina dusičná. Nelze zjistit fyzikální vlastnosti těchto médií. Tato směs vytváří hnojivo. Další problém souvisí s otestováním ejektoru. Navržený ejektor je nutné vyrobit a vyzkoušet na zkušebně, zda funguje v souladu s navrženými parametry a zda je zaručena jeho správná funkce pro daná média.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem ejektoru. Předpokládá se, že ejektor bude využíván jako balastní ejektor v lodní dopravě. Tento předpoklad je odvozen podle zadaného objemového průtoku hnacího média  $\dot{V}_1 = 0,05 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . Jako hnací médium bude uvažována mořská voda.

## 1.1 Cíle diplomové práce

Cíle byly stanoveny na základě zadání diplomové práce.

- Rešerše proudových strojů a jejich zařazení z hlediska energetických strojů.
- Návrh konstrukčního řešení ejektoru podle dvou metodik.
- Porovnání jednotlivých metodik výpočetního návrhu ejektoru.
- Návrh metod regulace proudových strojů.
- Vypracování výkresové dokumentace pro vybranou metodiku.



*Obr. 1.1 Zobrazení výsledného návrhu ejektoru*



## 2 Zařazení ejektorů

Z hlediska energetiky lze ejektory zařadit následovně [1]:



### 2.1 Energetické stroje

Energetické stroje jsou zařízení, ve kterých dochází k transformacím energie. Rozdělují se na primární, sekundární a terciální. V primárních energetických zdrojích dochází k transformacím přírodních druhů energie na ušlechtilé formy energie, které je možné dále využít. Například chemická energie paliva se při spalování v parním kotli přemění na entalpii spalin. V sekundárních energetických strojích dochází k transformaci různých forem již transformované (ušlechtilé) energie na jiný druh ušlechtilé energie, kterou lze dále využít. Do sekundárních energetických strojů se řadí ejektory. Rozbor energií při průchodu ejektorem je popsán v podkapitole (3.3). Terciální energetické zdroje slouží ke změně parametrů stejné formy energie. Zde se řadí například převodová skříň (mechanická energie mění své parametry) nebo tepelný výměník (změna parametrů entalpie pracovního média) [1].

### 2.2 Kompresory a jejich rozdělení

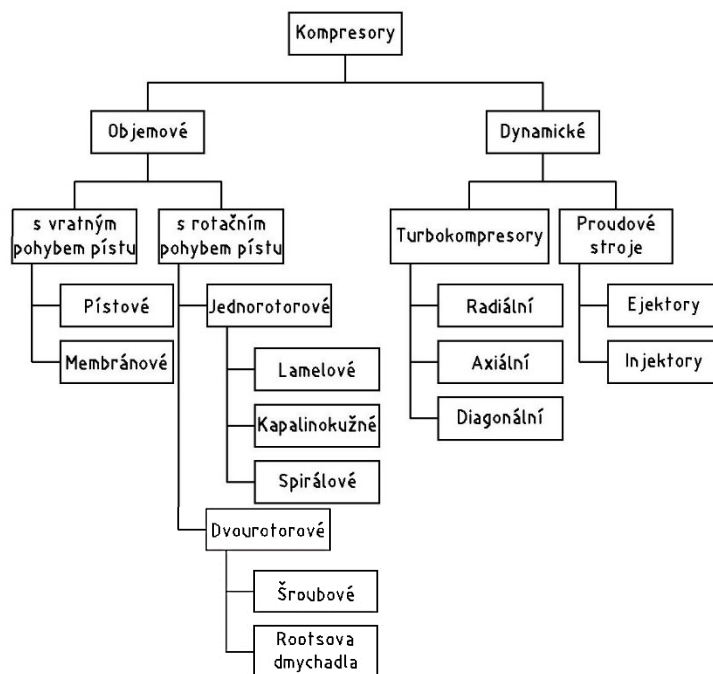
Podle způsobu stlačování se kompresory dělí na objemové a dynamické. Objemové kompresory pracují na principu zvýšení tlakové energie zmenšením pracovního prostoru ve válci, ve kterém je plyn uzavřen. Změny objemu pracovního prostoru, lze docílit vratným pohybem pístu nebo rotačním pohybem pístu. Objemové kompresory s vratným pohybem pístu se rozdělují na pístové a membránové. Pístové objemové kompresory jsou určeny pro vyšší tlakové poměry a menší výkonnosti. Zvláštním druhem pístových kompresorů jsou membránové kompresory. Tyto kompresory mění svůj objem pracovního prostoru prohýbáním pružné kruhové membrány. Rotační objemové kompresory jsou charakteristické tím, že píst koná rotační pohyb. Mají pevně nastavený konstantní tlakový poměr, který se nazývá vestavěný. Vnitřní komprese může být doplněná vnější kompresí, která probíhá za výtlačným hrdlem kompresoru.

Dynamické kompresory se dělí na proudové stroje a turbokompresory (lopatkové stroje). U dynamických kompresorů je pracovní prostor neměnný. V dynamických kompresorech dochází ke zvýšení tlakové energie pracovního média. Zvýšení tlakové energie je způsobeno vlivem změny hybnosti proudu tekutiny v pracovním prostoru. Kompresory dynamické jsou při porovnání

s kompresory objemovými určenými obecně k dopravě většího množství plynu a ke stlačení tohoto plynu na nižší tlak. Turbokompresory jsou nechlazené stroje s chlazením vně. Skládají se z rotoru a statoru, které dohromady tvoří pojem stupeň. Kinetická a z části tlaková energie plynu se zvyšuje v oběžném kole. Ve statoru za rotorem se kinetická energie mění na tlakovou energii. Podle směru pohybu plynu vůči ose stroje se rotační lopátkové stroje dělí na turbokompresory radiální, axiální a diagonální [1,2].

Radiální turbokompresory se většinou používají pro větší tlakové poměry a menší průtoky. Těmito turbokompresory lze dosáhnout tlaku přes 345 baru (34,5 MPa). Mezi výhody patří účinnost v rozsahu 68-76 %, žádná kontaminace mazacím olejem, pokud nemají třecí části, vyvážený stroj nevyžaduje těžké základy, nízké náklady na údržbu, vysoká hodnota provozního faktoru vyžaduje kontrolu kompresoru až po více než třech letech [3,4].

Axiální turbokompresory se používají pro menší tlakové poměry a pro větší průtoky. Využívají se hlavně jako plynové turbíny [4].



Obr. 2.1 Rozdělení kompresorů [2]

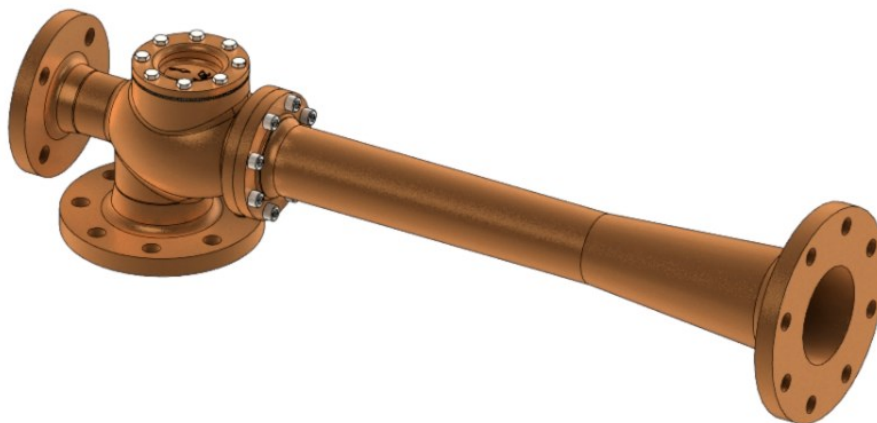
## 2.3 Proudové stroje

Proudové stroje se s výhodou používají, pokud je k dispozici dostatek hnacího média používaného především k jiným účelům. V tomto případě by pořizovací náklady na kompresor nebo čerpadlo byly větší, než na proudový stroj. Proudové stroje se také používají k odsávání výbušných a korozivních tekutin, k mixování nebo ředění chemikálií, mohou pracovat s tekutinami obsahující kaly a pevné částice nebo například ke zvyšování sacího tlaku čerpadel.

Výhodou proudových strojů je, že neobsahují žádné pohyblivé části, jsou výrobně velmi jednoduché, jejich vlastnosti nezávisí výrazně na čistotě dopravovaného média, mohou pracovat s mokřými, suchými nebo korozivními směsi par, jsou provozně velmi spolehlivé, mají dlouhou životnost, mají malé rozměry a váhu a vyšší nároky na jakost materiálu se projevují jen u malých součástí, zatímco těleso může být z levnějších materiálů, lze je namontovat v jakékoli orientaci.

Výhody mnohdy převažuje jeden výrazný nedostatek, který rozhoduje o použitelnosti těchto strojů. Jedná se o malou energetickou účinnost. Ta se pohybuje u špatně navržených konstrukcí pod 10 % a obvykle nepřesahuje hodnotu 30 %. Další nevýhodou těchto strojů je poměrně úzký regulační rozsah.

Podle způsobu uplatnění se proudové stroje primárně dělí na ejektory a injektory [1,3,4].



*Obr. 2.2 Ejektor od firmy Ellehammer [11]*

## 3 Ejektory

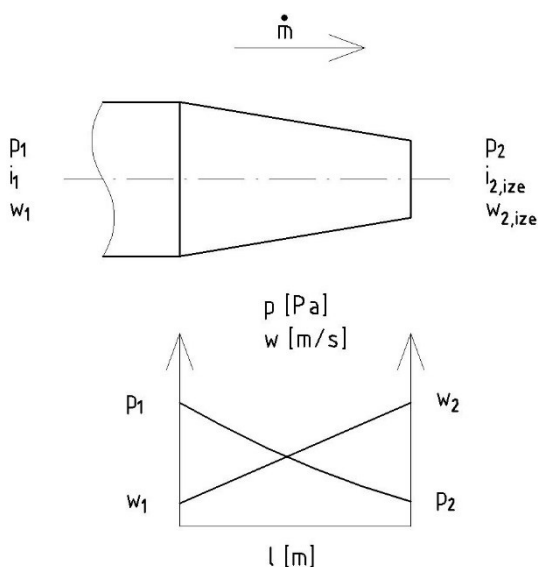
Ejektory se od injektorů liší výstupním tlakem v porovnání s tlakem hnacího média. Injektory mají na výstupu vyšší tlak, než je tlak hnacího média na vstupu. Ejektory mají na výstupu nižší tlak, než je tlak hnacího média na vstupu [1].

### 3.1 Proudění tryškou

Tryska neboli dýza je charakteristická plynulou změnou průřezu kanálu. Při průtoku tekutiny tryškou dochází k expanzi. Tento děj je doprovázen poklesem tlaku a teploty za současného zvýšení rychlosti. V závislosti, zda se dosahuje podkritického nebo nadkritického proudění na výstupu z trysky rozeznáváme zúženou dýzu nebo Lavalovu dýzu. U zúžené dýzy se na výstupu dosahuje podkritického proudění a u Lavalovy dýzy nadkritického proudění [1].

#### 3.1.1 Zúžená dýza

Dýza má tvar kanálu se zužujícím se průřezem, ve kterém dochází k expanzi. S klesajícím tlakem roste rychlost [1].



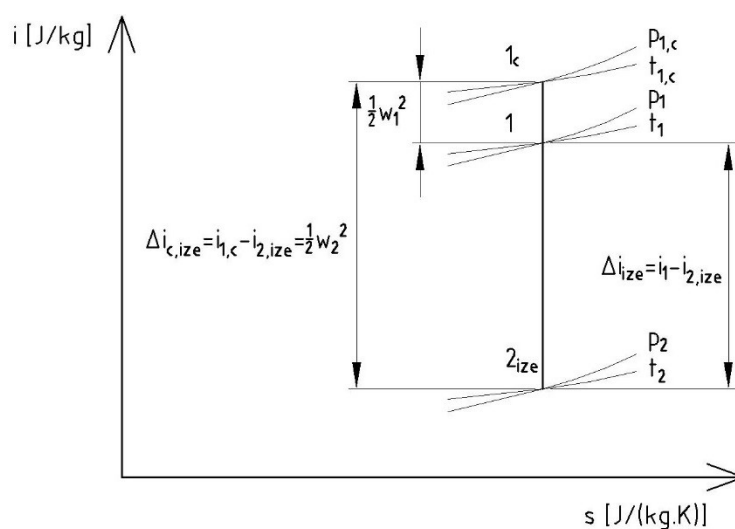
Obr. 3.1 Průběh tlaků a rychlostí v zúžené dýze [1]

Ideálním dějem je izoentropická expanze. Z rovnice (3.1) pro celkovou energii pro plyny se může zanedbat rychlost proudění, pokud platí podmínka  $w_1 \ll i_1$  [1].

$$i_1 + \frac{w_1^2}{2} = i_{2,ize} + \frac{w_{2,ize}^2}{2} \quad (3.1)$$

$$i_1 = i_{2,ize} + \frac{w_{2,ize}^2}{2} \quad (3.2)$$

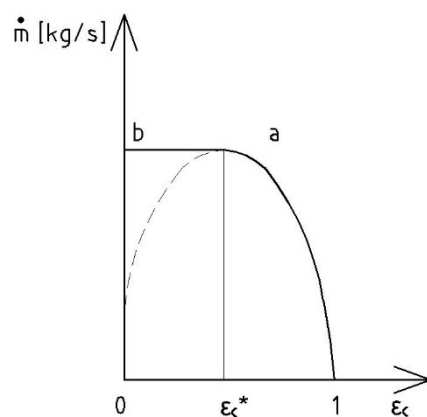
kde:	$i_1$	entalpie na vstupu do dýzy	$[J \cdot kg^{-1}]$
	$i_{2,ize}$	entalpie na výstupu z dýzy	$[J \cdot kg^{-1}]$
	$w_1$	vstupní rychlost hnacího média před tryskou	$[m \cdot s^{-1}]$
	$w_{2,ize}$	rychlost proudění na výstupu	$[m \cdot s^{-1}]$



Obr. 3.2 *i-s diagram pracovního procesu v dýze [1]*

### Redukovaná charakteristika dýzy

Hmotnostní průtok plynu stoupá se snižujícím se tlakem za dýzou. Průtok roste pouze do bodu kritického tlakového poměru  $\epsilon_c^*$  a následně klesá. V grafu je tento průběh zachycen na křivce mezi body 1–a–0. Ve skutečnosti je hmotnostní průtok od bodu kritického tlakového poměru konstantní až do dosažení vakua. Konstantní průtok vyjadřuje v grafu úsečka a–b [1].



Obr. 3.3 Redukovaná charakteristika dýzy [1]

Kritický tlakový poměr závisí pouze na Poissonově čísle  $\kappa$  [1].

$$\epsilon_c^* = \frac{p^*}{p_{1,c}} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (3.3)$$

kde:	$p^*$	tlak v místě kritického bodu	[Pa]
	$p_1$	tlak před tryskou	[Pa]

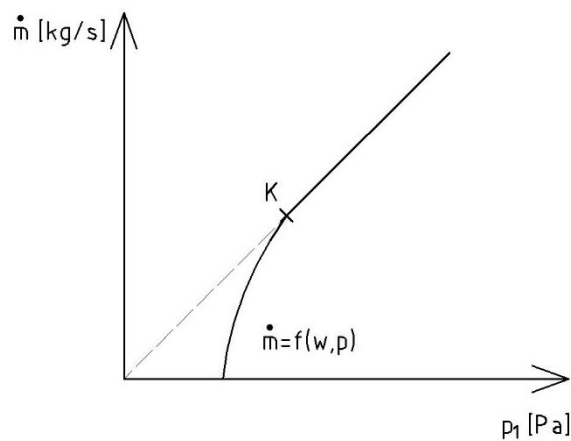
Při nižším nebo kritickém tlakovém poměru dosahuje rychlost proudu v nejužším místě trysky rychlosti šíření zvuku. V případě, že je tlakový poměr nižší než kritický tlakový poměr, na výstupu z dýzy bude rychlost vyšší než místní rychlost zvuku. Při vyšším tlakovém poměru než kritickém bude rychlost na výstupu nižší. Při  $\epsilon = 1$  jsou tlaky vyrovnány a hmotnostní průtok je nulový. Teoreticky maximální hmotnostní průtok nastává při expanzi plynu do vakua  $\epsilon = 0$  [1].

### Univerzální charakteristika dýzy

Tato charakteristika je důležitá v případě nekonstantního tlaku na vstupu do trysky. S nárustem tlaku na vstupu  $p_1$  se zvyšuje hmotnostní průtok  $\dot{m}$ . Tento případ může nastat například pokud se v potrubí nachází díra. Dírou uniká tekutina a snižuje se tlak. Zvýšením tlakového poměru dochází ke snížení tlakové ztráty, ale dochází ke zvýšení hmotnostního průtoku. Rychlost proudění  $w$  roste do bodu K a poté se ustálí na místní rychlosti zvuku  $a$ . S dalším zvýšením tlaku roste také hmotnostní průtok [1].

$$\dot{m} = S \cdot w \cdot \frac{p_1}{r \cdot T_1} \quad (3.4)$$

kde:	$\dot{m}$	hmotnostní průtok	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
	$S$	plocha potrubí	$[\text{m}^2]$
	$w$	rychlost proudění	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
	$r$	specifická plynová konstanta	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}]$
	$T_1$	teplota hnacího média na vstupu	$[\text{K}]$



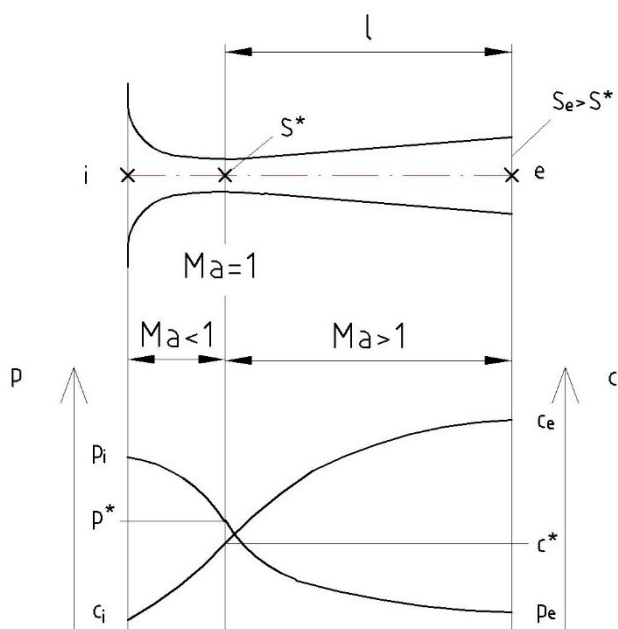
Obr. 3.4 Univerzální charakteristika dýzy [1]

### 3.1.2 Lavalova dýza

Lavalova dýza má na vstupu kanál se zužujícím se průřezem (konfuzor) a na výstupu kanál s rozšiřujícím se průřezem (difuzor). V difuzoru dochází k expanzi vlivem nadkritického proudění ( $Ma > 1$ ). Proudění v konfuzoru je vždy podkritické ( $Ma < 1$ ). Machovo číslo je definováno poměrem rychlosti proudění v daném prostředí ku rychlosti zvuku v daném prostředí [1].

$$Ma = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T}} \quad (3.5)$$

kde:	Ma	Machovo číslo	[–]
	c	rychlost proudění v daném prostředí	$[m \cdot s^{-1}]$
	a <sub>r</sub>	rychlost zvuku v daném prostředí	$[m \cdot s^{-1}]$
	κ	Poissonova konstanta	[–]
	T	Teplota v daném prostředí	[K]



Obr. 3.5 Průběh tlaku a rychlosti v Lavalově dýze [1]

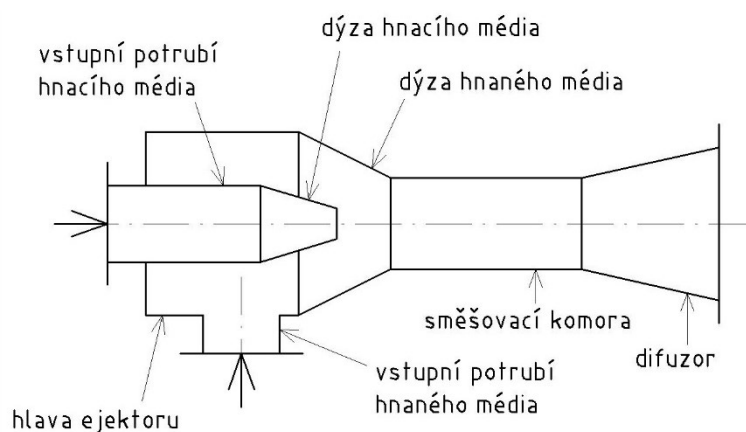
## 3.2 Hlavní části ejektoru

Proudový stroj nelze vyrobit z jednoho kusu jako obrobek či odlitek. Přívodní kanály a dýzy proudových strojů jsou řešeny v mnoha konstrukčních variantách, podle použitelných technologií, podle fyzikálních a chemických vlastností protékajících médií, jejich teplot a hmotnostních průtoků. Při konstrukci ejektoru bývá jedním z požadavků na konstruktéry vyměnitelnost dýz. Dýzy mají co nejdokonalější tvar a zajišťují rovnoměrný tok tekutiny danou rychlostí, což má za následek dokonalejší promíchání médií ve směšovací komoře [1].



Ejektor má tyto části:

- Vstupní potrubí hnacího média
- Dýza hnacího média
- Hlava ejektoru a dýza hnaného média
- Vstupní potrubí hnaného média
- Směšovací komora
- Difuzor a výstupní potrubí



Obr. 3.6 Zobrazení částí ejektoru [3]

Rovnice v následujících podkapitolách se užívají zejména pro vzduchové a parní proudové stroje. Obrázky jednotlivých částí ejektoru v následujících podkapitolách jsou zobrazeny zjednodušeně bez svarových úkosů a bez přírub.

### 3.2.1 Vstupní potrubí hnacího média

Vstupní potrubí má za cíl přívod hnaného média směrem k dýze ejektoru s co nejmenšími ztrátami. Nejvhodnější průměr přívodního potrubí se dá volit podle norem, s ohledem na fyzikální vlastnosti proudícího média nebo podle parametrů proudění [1].

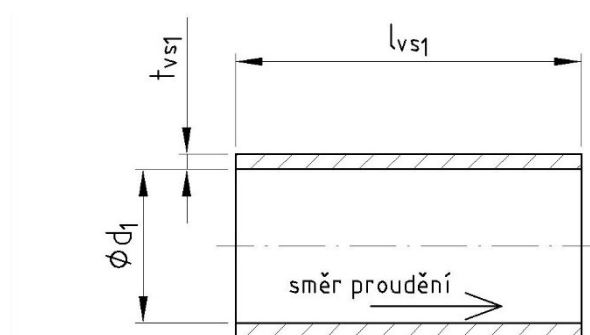
$$\dot{m}_{1,ie} = S_1 \cdot w_1 \cdot \rho_1 \quad (3.6)$$

kde:	$\dot{m}_{1,ie}$	hmotnostní průtok hnacího média vstupním potrubím	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
	$S_1$	plocha vstupního potrubí hnacího média	$[\text{m}^2]$
	$\rho_1$	hustota hnacího média na vstupu	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{1,ie}}{\pi \cdot w_1 \cdot \rho_1}} \quad (3.7)$$

kde:	$d_1$	průměr vstupního potrubí hnacího média	$[\text{mm}]$
------	-------	--	---------------

Rychlost média se volí podle doporučených rychlostí [1].



Obr. 3.7 Vstupní potrubí hnacího média [1]

### 3.2.2 Dýza hnacího média

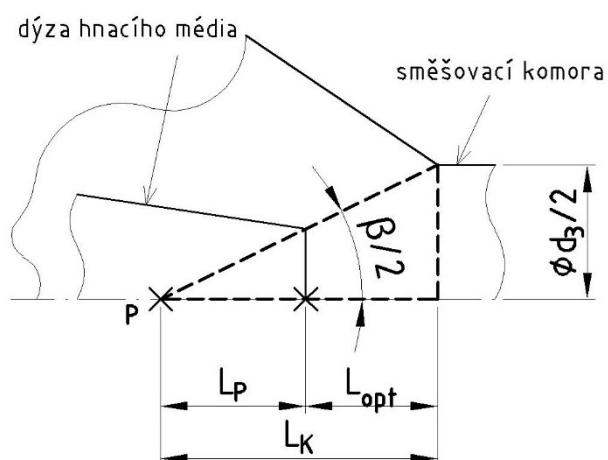
Po celé její délce dochází k expanzi, transformaci tlakové energie na energii kinetickou. Děje v dýze popisují redukovaná a univerzální charakteristika dýzy. Ideální stavová změna je izoentropická. Při expanzi se zvyšuje rychlost, ale kromě tlaku klesá i teplota. Pokud dojde k významnému poklesu teploty, může dojít i k zamrznutí trysky. Tryska musí odolávat účinkům abrazivních částic v hnacím médiu a také korozivním účinkům. Tyto účinky je důležité zohlednit při konstrukci trysky. Lze zvolit kvalitnější a odolnější materiál (nerezová ocel, porcelán), který ale bude dražší. Druhou variantou je použít levnější materiál za předpokladu že bude nutná případná výměna trysky [1,3].

Důležité je správné nastavení dýzy vůči směšovací komoře. V případě špatného nastavení dochází ke ztrátám narážením proudu do stěny. Proud, který vystupuje z dýzy má tvar kužele. Ustavení je optimálně navrženo, pokud podstava kužele má stejný průměr jako je vstupní průměr směšovací komory [1].

Délka kužele se vypočítá dle rovnice (3.8).

$$L_k = \frac{d_{3,4}}{2 \cdot \tan \frac{\beta}{2}} \quad (3.8)$$

kde:  $d_{3,4}$       průměr směšovací komory      [mm]  
 $\beta$               optimální úhel rozšíření      [°]



Obr. 3.8 Nastavení dýzy vůči směšovací komoře [1]

Délka od vrcholu kužele P k výstupu dýzy hnacího média.

$$L_p = \frac{0,145 \cdot d_2}{a} \quad (3.9)$$

kde:  $d_2$       průměr na výstupu z dýzy hnacího média      [mm]  
 $a$               součinitel vířivosti      [-]

Optimální délka ustavení se získá rozdílem délky kužele a délky vrcholu kužele k výstupu dýzy.

$$L_{\text{opt}} = L_k - L_p \quad (3.10)$$

kde:	$L_{\text{opt}}$	optimální délka dýzy	[mm]
	$L_k$	délka kužele	[mm]
	$L_p$	délka vrcholu kužele k výstupu dýzy	[mm]

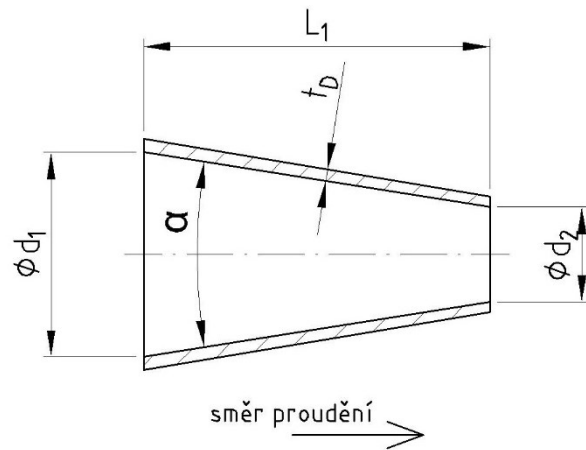
### **Zúžená dýza ejektoru**

Detailněji je popsána v kapitole 3.1.1. Tryska má konstantní zúžení, kdy se úhel zúžení volí v rozmezí  $\alpha_{\text{dýz}} = (10^\circ \div 14^\circ)$ . Po dosažení kritického bodu pracovní médium dále neexpanduje, rychlost a hmotnostní tok je konstantní. Tlaková energie způsobuje nárůst teploty média. Zúžená dýza po dosažení kritického proudění nedokáže dále zvýšit rychlost. Nejvyšší rychlost při kritickém proudění je místní rychlost zvuku [1].

Délka dýzy se vypočítá podle rovnice (3.11).

$$L_1 = \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot \tan \frac{\alpha_{\text{dýz}}}{2}} \quad (3.11)$$

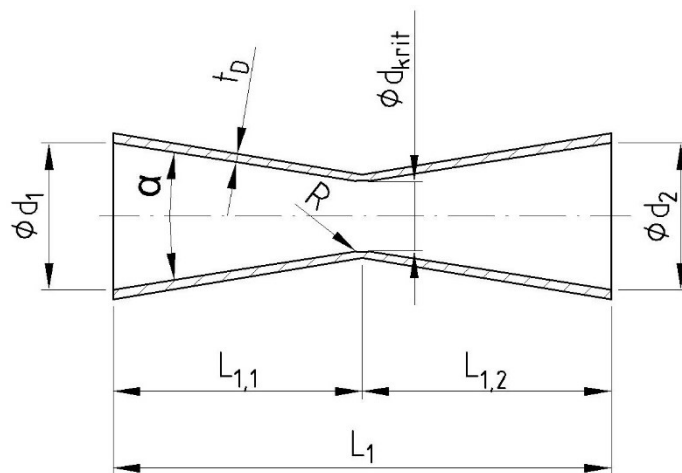
kde:	$L_1$	délka zúžené dýzy	[m]
	$\alpha_{\text{dýz}}$	úhel zúžení	[°]



Obr. 3.9 Zúžená tryska [1]

### Lavalova dýza ejektoru

Lavalova dýza se používá v případě nadkritického proudění. Nejdůležitějším bodem je kritický průměr. Ten se nachází mezi konvergentní a divergentní částí dýzy. V přechodu mezi těmito částmi musí být zaoblení, kdyby zde byla hrana docházelo by ke vzniku nežádoucího víření. Rozšiřující se část se nachází za kritickým průměrem a umožňuje dosažení nadkritického proudění, při vyšších entalpických spádech [1].



Obr. 3.10 Lavalova dýza [1]

Výpočet kritického průměru se provádí dle rovnice (3.12).

$$d_{\text{krit}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{1,ie}}{\pi \cdot w_{\text{krit}} \cdot \rho_{\text{krit}}}} \quad (3.12)$$

kde:	$d_{\text{krit}}$	kritický průměr	[mm]
	$w_{\text{krit}}$	rychlost v kritickém místě	[m · s <sup>-1</sup> ]
	$\rho_{\text{krit}}$	hustota v kritickém místě	[kg · m <sup>-3</sup> ]

Délka konvergentní části se spočítá podle rovnice (3.13).

$$L_{1,1} = \frac{d_1 - d_{\text{krit}}}{2 \cdot \tan \frac{\alpha_{\text{dýz}}}{2}} \quad (3.13)$$

kde:	$L_{1,1}$	délka konvergentní části	[mm]
------	-----------	--------------------------	------

Délka divergentní části se spočítá podle rovnice (3.14).

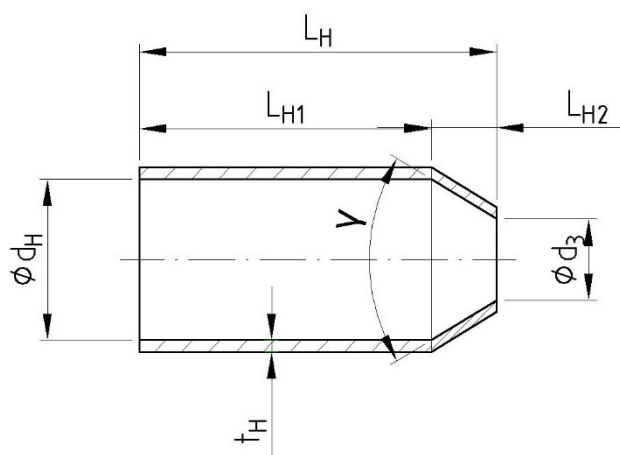
$$L_{1,2} = \frac{d_2 - d_{\text{krit}}}{2 \cdot \tan \frac{\alpha_{\text{dýz}}}{2}} \quad (3.14)$$

kde:	$L_{1,2}$	délka divergentní části	[mm]
------	-----------	-------------------------	------

Celková délka je dána součtem délek konvergentní a divergentní části.

### 3.2.3 Hlava ejektoru a dýza hnaného média

V hlavě ejektoru dochází ke svedení proudů hnacího a hnaného média a k vyrovnání tlaků. Rozměry se volí v závislosti na dýze hnacího média a vstupních potrubí. Výsledný směr proudu musí směřovat do směšovací komory [1].



Obr. 3.11 Hlava ejektoru [1]

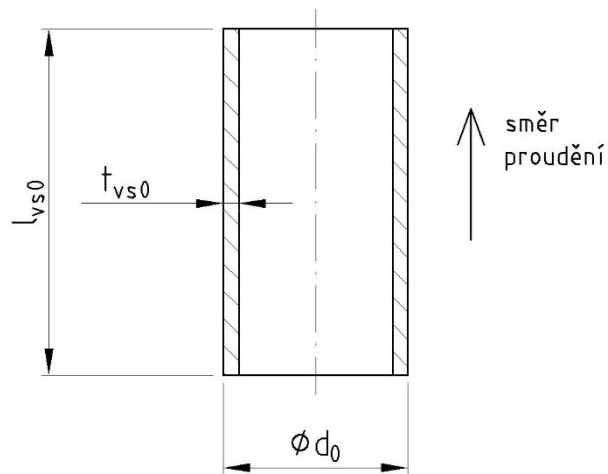
### 3.2.4 Vstupní potrubí hnaného média

Vstupní potrubí může být zaplněno hnaným médiem, pokud není stroj v provozu. V takovém případě nesmí hnané médium proudit a jeho vstupní rychlost se uvažuje  $w_0 = 0$ . Proudění nastává až se vznikajícím podtlakem vlivem expanze hnacího média. Hnané médium má nižší entalpii než hnací. Potrubí se navrhuje obdobně jako vstupní potrubí hnacího média [1].

Rychlost hnaného média po svedení proudů se určí podle následující rovnice.

$$w_{2,0} = \sqrt{\Delta i_0 + w_0^2} \quad (3.15)$$

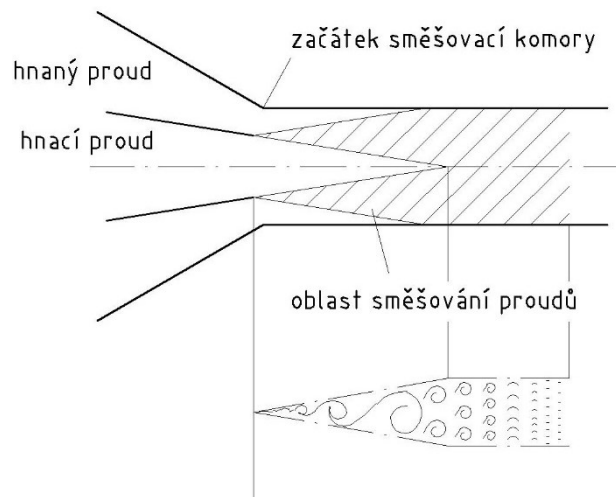
kde:	$w_{2,0}$	rychlost hnaného média po svedení proudů	$[m \cdot s^{-1}]$
	$\Delta i_0$	entalpický spád hnaného média	$[J \cdot kg^{-1}]$
	$w_0$	vstupní rychlost hnaného média	$[m \cdot s^{-1}]$



Obr. 3.12 Vstupní potrubí hnaného média [1]

### 3.2.5 Směšovací komora

Požadavkem na směšovací komoru je vyrovnání rychlostí na jejím výstupu. Cílem směšovací komory je promíchání hnacího a hnaného média. Tyto média mohou mít různou rychlost, teplotu a chemické složení, ale tlaky jsou již ve směšovací komoře vyrovnány. Hnací médium předává přímo energii hnanému médium, není k tomuto předání potřeba žádný mechanismus. To vyvolává jednu z výhod proudových strojů, kterou je jednoduchost. Přímý kontakt dvou médií s rozdílnými rychlostmi způsobuje velké ztráty, vznikají víry [1].

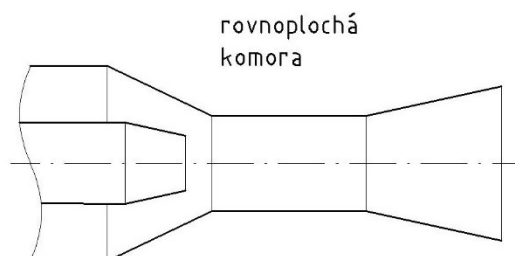


Obr. 3.13 Schéma směšování proudů [3]



Směšovací komory se vyrábí ve rovnoploché (válcové) nebo rovnotlakém provedení. Častěji se lze setkat s válcovým provedením, a to z důvodu své jednoduchosti [1].

### Rovnoplochá (válcová) komora



Obr. 3.14 Rovnoplochá směšovací komora [3]

Toto provedení má po celé délce konstantní průřez. Rozměry směšovací komory mohou odpovídat vypočteným rozměrům nebo jsou stanoveny dle normy, což má za následek přepočet rychlosti proudění. Směšování je při návrhu považováno za izotermicko – izobarický děj. Tento děj, ale neplatí pro některé chemikálie (např.  $\text{H}_2\text{SO}_4 + \text{H}_2\text{O}$ ). Vstupující média mají rozdílné rychlosti. Vlivem tření a víření dochází k poklesu rychlosti hnacího média a strháváním hnaného média do proudu hnacího dochází k nárůstu rychlosti hnaného média. Rychlost ve směšovací komoře se z hlediska zjednodušení volí  $w_3 = w_4$ . Díky tomuto zjednodušení lze použít pro výpočet průměru směšovací komory tento vzorec [1].

$$d_{3,4} = \sqrt{\frac{4 \cdot (\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0)}{\pi \cdot w_{3,4} \cdot \rho_{3,4}}} \quad (3.16)$$

kde:	$\dot{m}_0$	hmotnostní průtok hnaného média	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
	$w_{3,4}$	rychlost směsi ve směšovací komoře	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
	$\rho_{3,4}$	hustota směsi ve směšovací komoře	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

Průměr se normalizuje podle dostupných potrubí na rozměr  $d_{3,4,sk}$ . Následně se musí přepočítat rychlost.

$$w_{3,4,sk} = \frac{4 \cdot (\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0)}{\pi \cdot d_{3,4,sk}^2 \cdot \rho_{3,4}} \quad (3.17)$$

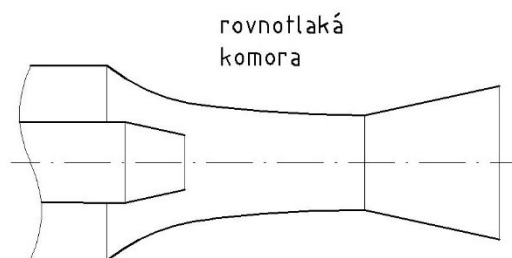
kde:  $d_{3,4,sk}$  skutečný průměr směšovací komory [mm]  
 $w_{3,4,sk}$  skutečná rychlost směsi ve směšovací komoře [ $m \cdot s^{-1}$ ]

Velikost rychlosti ovlivňuje promíchání médií a velikost energetických ztrát. Délka směšovací komory musí být dostatečná, aby na výstupu vznikla homogenní směs.

$$L_{3,4} = (8 \div 10) \cdot d_{3,4,sk} \quad (3.18)$$

kde:  $L_{3,4}$  délka směšovací komory [mm]

#### Rovnotlaká komora



Obr. 3.15 Rovnotlaká směšovací komora [3]

Návrh této komory se provádí pomocí matematického modelování. Využívá se v případě změny skupenství nebo v případě vstupního nadkritického proudění. Tyto komory jsou nákladnější a složitější, ale směšování probíhá s vyšší účinností a rychleji. Délka směšovací komory je poté menší [1].

### 3.2.6 Difuzor a výstupní potrubí

Difuzor je poslední částí proudového stroje. Proudový stroj by fungoval i bez difuzoru, ale se značně nižší účinností. V difuzoru dochází k přeměně části kinetické energie na tlakovou energii. Difuzor funguje opačným způsobem jako tryska. Úhel rozšíření se volí ze stejného rozsahu jako úhel zúžení u trysky. Rozdílem je, že difuzor nemusí být s tak kvalitního materiálu, protože volba materiálu se provádí na základě chemického složení směsi a materiálu napojovaného potrubí. Výstupní rychlost se volí nebo je součástí výpočtu. Výstupní tlak většinou bývá zadaný. Výstupní průměr potrubí se získá obdobně jako v případě směšovací komory. Vypočtený průměr se normalizuje na průměr  $d_{5,sk}$  a následně je nutné přepočítat rychlost na  $w_{5,sk}$  [1].

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot (\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0)}{\pi \cdot w_5 \cdot \rho_5}} \quad (3.19)$$

kde:	$d_5$	průměr na výstupu z difuzoru	[mm]
	$w_5$	rychlost směsi na výstupu z difuzoru	[m · s <sup>-1</sup> ]
	$\rho_5$	hustota směsi na výstupu z difuzoru	[kg · m <sup>-3</sup> ]

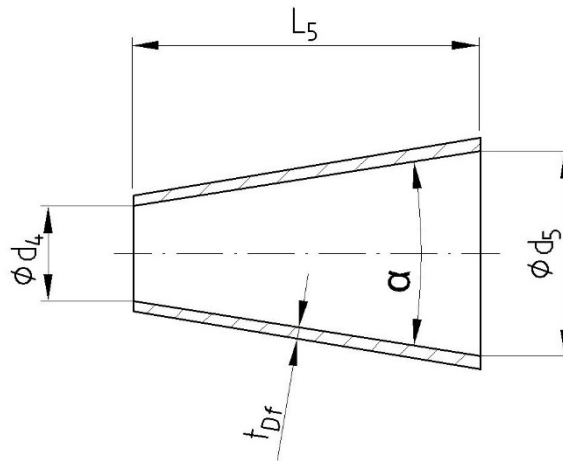
$$w_{5,sk} = \frac{w_{3,4,sk} \cdot d_{3,4,sk}^2 \cdot \rho_{3,4}}{\pi \cdot d_{5,sk}^2 \cdot \rho_5} \quad (3.20)$$

kde:	$d_{5,sk}$	skutečný průměr na výstupu z difuzoru	[mm]
	$w_{5,sk}$	skutečná rychlost směsi na výstupu z difuzoru	[m · s <sup>-1</sup> ]

Délka difuzoru se určí ze vztahu:

$$L_5 = \frac{d_{5,sk} - d_{3,4,sk}}{2 \cdot \tan \frac{\alpha_{dif}}{2}} \quad (3.21)$$

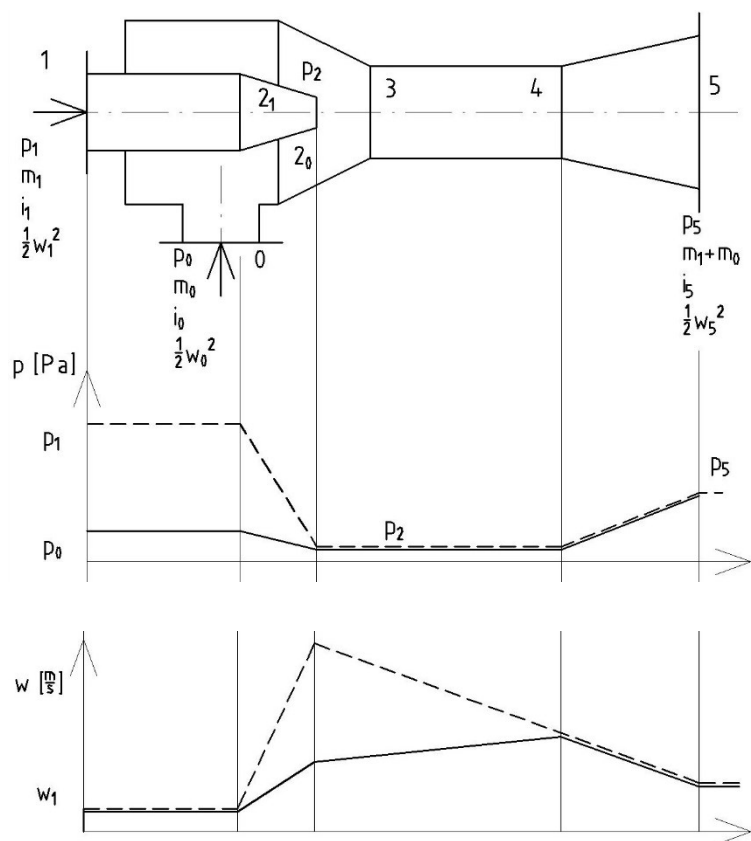
kde:  $L_5$  délka difuzoru [mm]  
 $\alpha_{dif}$  úhel rozšíření difuzoru [°]



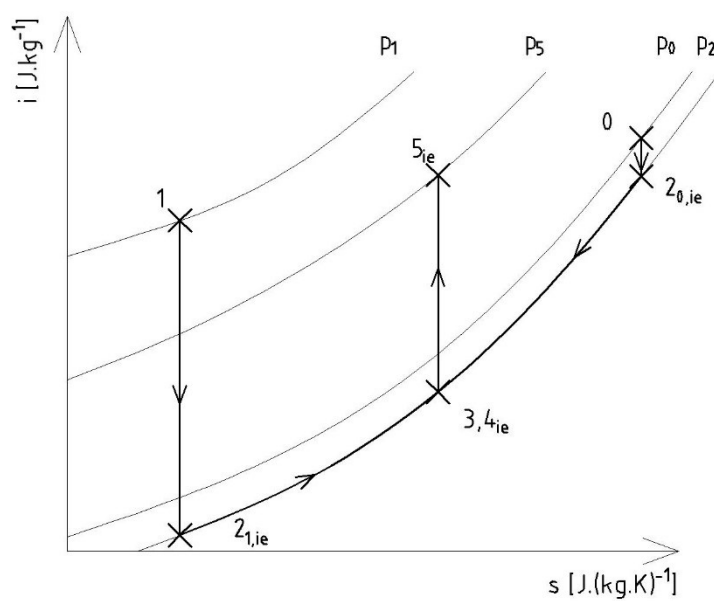
Obr. 3.16 Difuzor [1]

### 3.3 Pracovní proces ejektoru

Hnací médium je přiváděno vstupním potrubím s parametry odpovídajícím stavu 1 v i-s diagramu. Dále vstupuje hnací médium do dýzy, kde expanduje. Dochází k poklesu tlaku a teploty s navýšením rychlosti. Na výstupu z dýzy se nachází na stavu  $2_{1,ie}$ . Tlak po expanzi musí být nižší než tlak hnaného média na vstupu. Jestliže je tato podmínka splněná, nastává přisávání hnané látky přes její vstupní potrubí do hlavy ejektoru. Nasávané médium dosahuje stavu  $2_{0,ie}$ . Hnací a hnaná látka mají stejný tlak, ale rozdílné rychlosti. Proto je dále zařazená směšovací komora. Ve směšovací komoře dochází k promíchání médií. Cílem je dostat směs hnacího a hnaného média o stejném tlaku a teplotě s ustáleným rychlostním profilem na výstupu ze směšovací komory. Směšovací proces je ukončen v bodech 3 a  $4_{ie}$ . Směs dále vstupuje do difuzoru, kde dochází ke kompresi na tlak  $p_5$  [1].



Obr. 3.17 Průběh tlaků a rychlostí v částech ejektoru [1]



Obr. 3.18 ideální  $i$ - $s$  diagram [1]

### 3.4 Pracovní média

Do ejektoru vstupuje pracovní a nasávané médium. Pracovní (hnací) médium je primární, jedná se o nositele energie a disponuje vyšší tlakovou energií než sekundární médium. Primárního média je větší množství. Obě média musí být vzájemně dobře mísitelná. Nejčastější kombinace jsou voda-voda, vzduch-vzduch, voda-pára nebo voda-kapalina (kyselina nebo zásada) [1].

#### 3.4.1 Hmotnostní toky pracovních médií

Při konstrukci proudového stroje se považují za hlavní parametry hmotnostní toky hnacího a hnaného média. Jednotlivé části proudového stroje se dimenzují podle množství vstupujících médií. Pracovní média jsou charakterizována druhem látky a jejím chemickým složením, teplotou a tlakem. V každé části pracovního procesu je nutno určit hustotu a měrnou tepelnou kapacitu látek nebo směsí látek pro stanovení rozměrů proudového stroje. Pomocí těchto fyzikálních veličin se vypočítají entalpické spády, které definují transformaci energií v proudovém stroji [1].

Nejdříve se stanovuje tlak kolem ústí dýzy, který závisí na tlaku hnaného média.

$$p_2 = (0,90 \div 0,98) \cdot p_0 \quad (3.22)$$

kde:	$p_2$	tlak kolem ústí dýzy	[Pa]
	$p_0$	tlak hnaného média	[Pa]

Tlak kolem ústí dýzy je menší než tlak hnaného média, což způsobuje zvýšení rychlosti hnaného média a jeho přísávání do proudového stroje. Rozdíl tlaků závisí na délce potrubí přísávaného média, resp. na vzdálenosti zdroje [1].

Stanovení hustoty hnací a hnané látky nebo směsi pro vzduchový ejektor se provádí podle stavové rovnice.

$$\rho_i = \frac{p_i \cdot M_m}{R \cdot T_i \cdot Z} \quad (3.23)$$

kde:	$\rho_i$	hustota látky v daném místě	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
	$p_i$	tlak v daném místě	$[\text{Pa}]$
	$M_m$	molární hmotnost	$[\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}]$
	$R$	univerzální plynová konstanta	$[\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
	$T_i$	teplota v daném místě	$[\text{K}]$
	$Z$	kompresibilní faktor	$[-]$

Měrná tepelná kapacita se při konstantním tlaku v daném bodě stanovuje podle rovnice.

$$c_{p,i} = \frac{p_i \cdot \kappa}{\rho_i \cdot T_i \cdot (\kappa - 1)} \quad (3.24)$$

kde:	$c_{p,i}$	měrná tepelná kapacita při konst. tlaku v daném místě	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
------	-----------	---	---

Z výše získaných hodnot veličin lze určit tři základní entalpické spády (Obr. 3.18 ideální i-s diagram [1]).

$$\Delta i_i = c_{p,i} \cdot \Delta T_i \quad (3.25)$$

kde:	$\Delta i_i$	entalpický spád mezi dvěma body	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
	$\Delta T_i$	teplotní rozdíl mezi dvěma body	$[\text{K}]$

Základní bilanční rovnice.

$$\dot{m}_{1,ie} \cdot \left( i_1 + \frac{1}{2} \cdot w_1^2 \right) + \dot{m}_0 \cdot \left( i_0 + \frac{1}{2} \cdot w_0^2 \right) = (\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0) \cdot \left( i_5 + \frac{1}{2} \cdot w_5^2 \right) \quad (3.26)$$

kde:	$i_0$	entalpie hnaného média na vstupu	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
	$i_5$	entalpie směsi na výstupu z difuzoru	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$

Základní bilanční rovnici zákona zachování hmoty a energie mezi vstupními médii a výstupním médiem proudového přístroje lze zjednodušit za předpokladu že  $i_1 \gg \frac{1}{2} \cdot w^2$  na následující rovnici.

$$\dot{m}_{1,ie} \cdot i_1 + \dot{m}_0 \cdot i_0 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_0) \cdot i_5 \quad (3.27)$$

Hmotový průtok se stanovuje dle následující rovnice v případě, že je zadán hnací nebo hnaný hmotový průtok.

$$\dot{m}_{1,ie} \cdot (\Delta i_1 - \Delta i_5) = \dot{m}_0 \cdot (\Delta i_5 - \Delta i_0) \quad (3.28)$$

kde:	$\Delta i_1$	entalpický spád hnacího média	$[J \cdot kg^{-1}]$
	$\Delta i_5$	entalpický spád směsi na výstupu	$[J \cdot kg^{-1}]$

Pokud známe hnaný hmotnostní průtok tak se ideální hmotnostní průtok hnacího média stanovuje podle následující rovnice.

$$\dot{m}_{1,ie} = \frac{\dot{m}_0 \cdot (\Delta i_5 - \Delta i_0)}{(\Delta i_1 - \Delta i_5)} \quad (3.29)$$

### 3.5 Energetické ztráty proudového stroje

Ideální pracovní stroj pracuje s ideální tekutinou a s ideálními izoentropickými stavovými změnami. Ve skutečnosti pracuje s reálnou tekutinou a se skutečnými stavovými změnami. Ve stroji dochází k energetickým ztrátám. Z hnacího a hnaného média se získává energie na pokrytí těchto ztrát [1].

Ztráty způsobují především tyto vlivy:

- Tření médií o stěny a vnitřní potrubí proudového stroje.
- Víření při směšování hnacího a hnaného média.
- Skutečná expanze a komprese, které mají za následek nárůst vnitřní energie.



### 3.5.1 Skutečná expanze

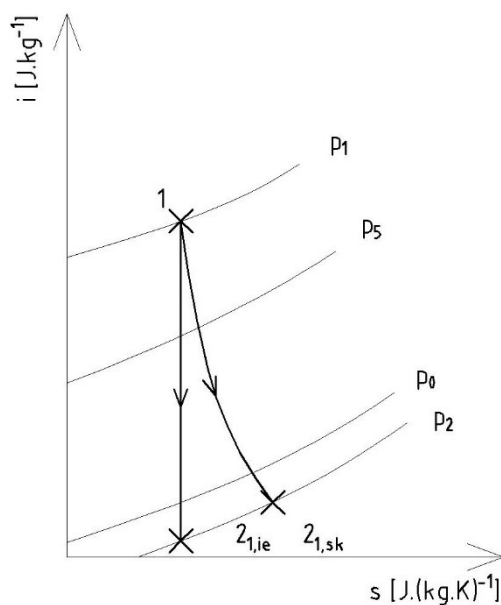
Od ideální expanze se liší tím, že tlaková energie se z části přemění na energii vnitřní. To má za následek nárůst teploty média a stěn dýzy, k dispozici je menší entalpický spád, než u ideálního děje. Není možné využít celý potenciál entalpického spádu, protože platí druhý zákon termodynamiky. Účinnost dýzy se pohybuje kolem  $\eta_{dýz} = 90\%$  [1].

$$\Delta i_1 = i_1 - i_{2,1,ie} \quad (3.30)$$

kde:  $i_{2,1,ie}$  entalpie hnacího média na výstupu z dýzy  $[J \cdot kg^{-1}]$

$$\Delta i_{1,sk} = \Delta i_1 \cdot \eta_{dýz} \quad (3.31)$$

kde:  $\Delta i_{1,sk}$  skutečný entalpický spád hnacího média  $[J \cdot kg^{-1}]$   
 $\eta_{dýz}$  účinnost dýzy  $[\%]$



Obr. 3.19 Skutečná expanze [1]

### 3.5.2 Ztráty při nasávání hnaného média

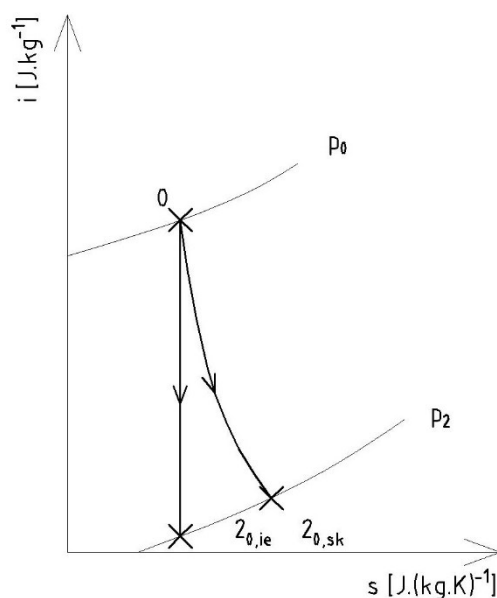
Hnané médium má mnohem menší rychlost než médium hnací. Musí překonat tření částic o stěny, vzájemné tření částic v médiu a ztráty vzniklé nedokonalostí nasávané látky. Velký význam z hlediska ztrát hnaného média má umístění a tvar vstupního potrubí nasávané látky. Účinnost sání se pohybuje okolo  $\eta_{\text{sání}} = 90\%$  [1].

$$\Delta i_0 = i_0 - i_{2,0,ie} \quad (3.32)$$

kde:  $i_{2,0,ie}$  entalpie hnaného média na výstupu z dýzy  $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$

$$\Delta i_{0,sk} = \Delta i_0 \cdot \eta_{\text{sání}} \quad (3.33)$$

kde:  $\Delta i_{0,sk}$  skutečný entalpický spád hnaného média  $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$   
 $\eta_{\text{sání}}$  účinnost sání hnaného média  $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$



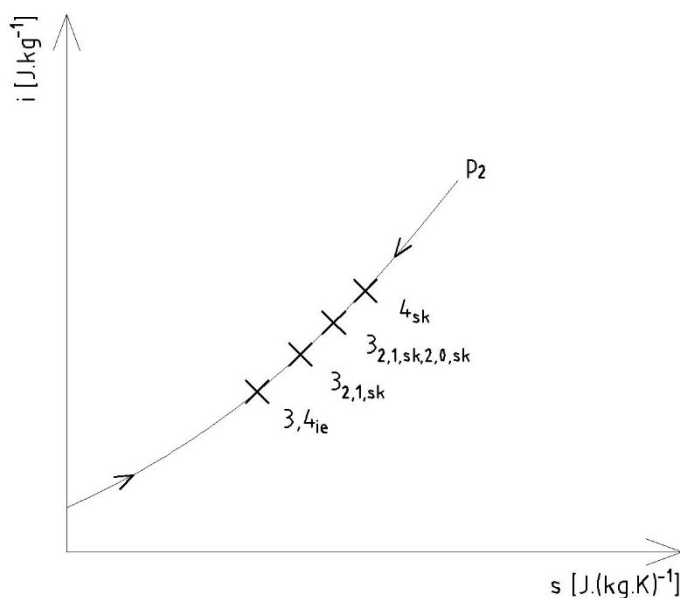
Obr. 3.20 Ztráty při nasávání hnaného média [1]

### 3.5.3 Skutečné míšení ve směšovací komoře

Ve směšovací komoře dochází k největším ztrátám vlivem směšování hnacího a hnaného média. Směšování dvou proudů, které mohou mít různou teplotu, rychlost a případně i chemické složení, je energeticky nedokonalý děj. Vlivem víření dochází ke tření se stěnou směšovací komory a médií mezi sebou. Směšováním se na výstupu získá směs o homogenním složení a vyrovnaným rychlostním profilem. Energetické ztráty míšením se určí dle následující rovnice [1].

$$E_M = \frac{\dot{m}_{1,ie} \cdot \dot{m}_0 \cdot (w_{2,1} - w_{2,0})^2}{2 \cdot (\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0)} \quad (3.34)$$

kde:	$E_M$	energetické ztráty míšením	$[J \cdot kg^{-1}]$
	$w_{2,1}$	rychlost hnacího média na výstupu z dýzy	$[m \cdot s^{-1}]$



Obr. 3.21 Skutečné míšení ve směšovací komoře [1]

### 3.5.4 Skutečná komprese

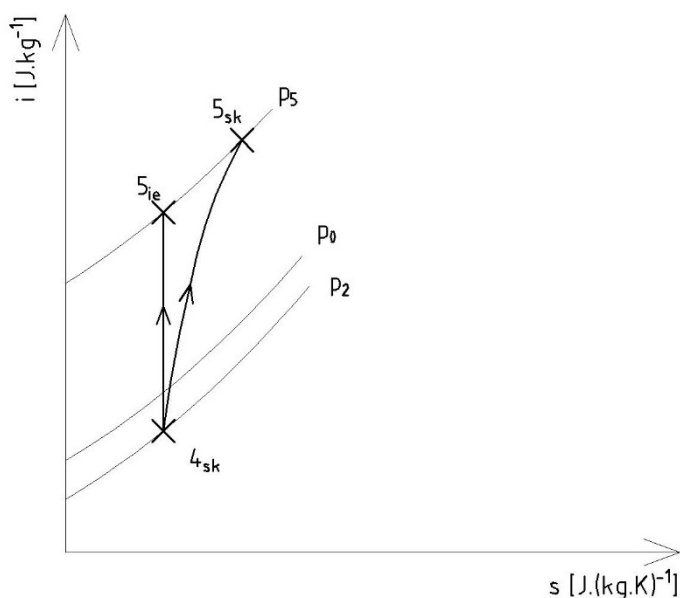
Na konci směřovací komory je směs o homogenním složení a má vyrovnaný rychlostní profil při podkritickém proudění. Difuzor je rozšiřující se kanál, ve kterém dochází k poklesu rychlosti při nárůstu tlaku. Změnou rychlosti dojde k sekundárnímu promíchání a tím k nárůstu vnitřní energie směsi. Část entalpického spádu se spotřebuje na pokrytí ztrát energie při sekundárním promíchání. Účinnost difuzoru se pohybuje okolo  $\eta_{\text{dif}} = 70\%$  [1].

$$\Delta i_5 = i_{5,ie} - i_{3,4} \quad (3.35)$$

kde:  $i_{3,4}$  entalpie ve směšovací komoře  $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$

$$\Delta i_{5,sk} = \frac{\Delta i_5}{\eta_{\text{dif}}} \quad (3.36)$$

kde:  $\Delta i_{5,sk}$  skutečná entalpický spád na výstupu z difuzoru  $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$   
 $\eta_{\text{dif}}$  účinnost difuzoru [%]



Obr. 3.22 Skutečná komprese [1]

### 3.5.5 Skutečný hmotnostní tok hnacího média

Hmotnostní tok hnacího média je při skutečném ději vyšší, než u ideálního děje. Děje se tak z důvodu pokrytí výše popsaných energetických ztrát. Skutečný hmotnostní tok  $\dot{m}_{1,sk}$  je potřeba k nasávání hnaného média a určí se s reálných entalpických spádů [1].

$$\dot{m}_{1,sk} = \frac{\dot{m}_0 \cdot (\Delta i_{5,sk} - \Delta i_{0,sk})}{(\Delta i_{1,sk} - \Delta i_{5,sk})} \quad (3.37)$$

kde:  $\dot{m}_{1,sk}$  skutečný hmotnostní průtok  $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$

Skutečný hmotnostní tok je menší než maximální možný tok poskytovaný zdrojem. V případě neplatnosti této podmínky by rostly energetické ztráty a docházelo by k poklesu nasávaného média z důvodu přehlcení stroje. Část energie hmotnostního toku hnacího média potřebná na pokrytí ztrát se získá z rovnice.

$$E_z = \frac{\dot{m}_{1,ie}}{\dot{m}_{1,sk}} \cdot 100 \quad (3.38)$$

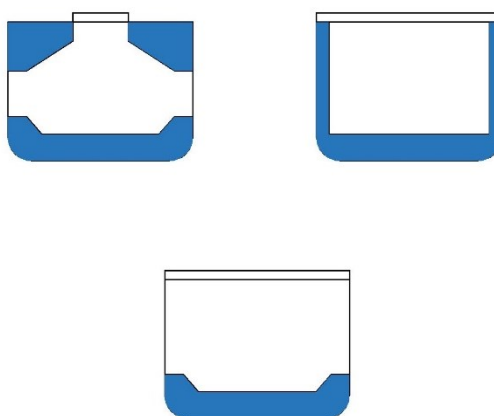
kde:  $E_z$  část energie hmotnostního toku na pokrytí ztrát  $[\%]$

## 4 Aplikace ejektorů

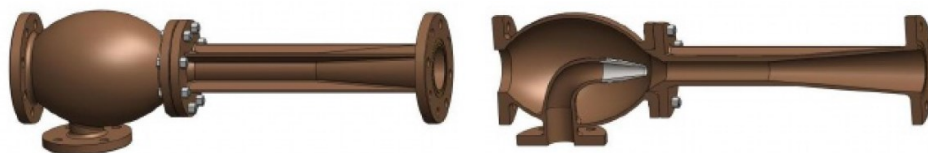
Ejektory se obecně používají k odsávání plynů, par a kapalin. U kapalinových ejektorů bývá nejčastěji hnacím médiem voda. Kapalinové ejektory slouží k nasávání kapaliny, provzdušňování nebo míchání směsí. Hnaným médiem může být také voda, a to čistá nebo znečištěná, případně látka, která vytvoří roztok o určité koncentraci. Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.3 výhodou ejektoru je jeho jednoduchost, spolehlivý provoz, protože nemá pohyblivé části a minimální údržba. Z těchto výhod vyplývají jejich uplatnění v různých odvětvích průmyslu. Velkou nevýhodou je jejich nízká účinnost, obvykle nepřekračuje 30 % a malý regulační rozsah [1,3].

### 4.1 Ejektory balastních nádrží

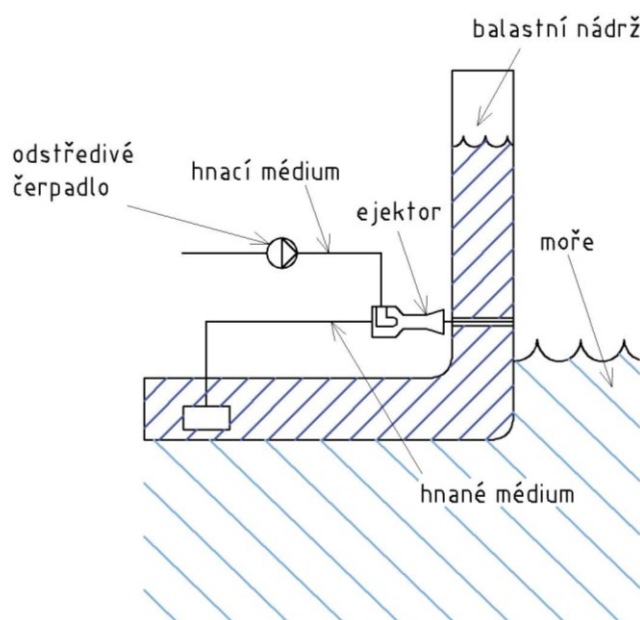
Ejektory jsou z důvodu své spolehlivosti a jednoduchosti využívány v lodním průmyslu. Aplikují se při vyprazdňování balastních nádrží. Balastní nádrže jsou součástí lodí z důvodu umělého snížení těžiště a kompenzují tím absenci nákladu. Loď by byla v prázdném stavu na otevřeném moři nestabilní, z tohoto důvodu se zaplňují balastní nádrže. Požadavkem na balastní nádrže je rychlé zaplnění a rychlé vyprázdnění z hlediska změny hmotnosti nákladu. Při vyprazdňování je hnacím i hnaným médiem ejektoru mořská voda, je tedy nutné použít materiály odolné proti soli. Hnací médium je hnáno přes odstředivé čerpadlo do ejektoru. Nádrže jsou rozděleny na více částí a jsou vypouštěny souměrně, aby nedošlo k destabilizaci lodí [5,6].



*Obr. 4.1 Druhy nádrží [5]*



*Obr. 4.2 Typ ejektoru používaný u balastních nádrží [6]*



*Obr. 4.3 Umístění ejektoru u balastní nádrže [6]*

## 4.2 Čištění studní

Ejektor se umístí pod vodní hladinu. Z cisterny proudí voda přes čerpadlo směrem k ejektoru. Obě zařízení se nachází na povrchu. Hnací médiem je čistá voda. Na vstupním potrubí hnaného média je umístěn filtr, který zabraňuje vniknutí kamenů. Hnaným médiem je znečištěná voda ze studně. Díky vzniku podtlaku za tryskou ejektoru je znečištěná voda nasávána do hnací vody a odváděna ze studny pryč. Tím, že odčerpávání znečištěné vody provádíme ejektorem a nikoliv čerpadlem, tak chráníme čerpadlo proti nežádoucím účinkům znečištění.

## 4.3 Čištění potrubí

Jedná se o čištění potrubí roztokem kyseliny mravenčí. Hnaným médiem je opět voda a hnacím médiem kyselina mravenčí. Podtlakem dochází k nasávání kyseliny do vody a ve směšovací komoře dojde ke vzniku roztoku. Tento roztok poté projde potrubím za ejektorem a slouží k rozpuštění nánosů a vyčištění potrubí.

## 4.4 Rybí přechody

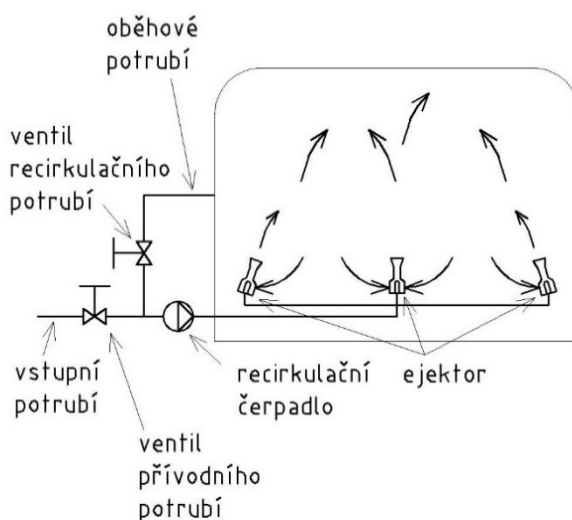
Rybí přechody jsou umělé stavby, které zajišťují rybám přirozený pohyb při migraci. Jsou součástí vodních děl, které by zamezili pohybu ryb. Pomocí Venturiho trubice se uměle zvyšuje rychlost vábíčího proudu. Ten musí sahat co nejdál a být co nejvíce rozprostřen, aby ho ryba brzo zaregistrovala. Rychlost vody se mění v závislosti na rychlosti vodního toku a stanovuje se podle normy TNV 75 2321 [12].

## 4.5 Promíchávací ejektory

Tyto ejektory slouží k promíchávání kapalin v nádržích. Promícháváním se zabrání usazování kalů na dně nádrže, je dosaženo homogenní směsi a zabráňuje se také stratifikaci a separaci nemísitelných kapalin. Hnacím a hnaným médiem je kapalina obsažená v nádrži nebo je hnacím médiem jiné médium. Kapalínou je například olej nebo voda. Tato metoda slouží také k získávání suspenzí. Kapaliny různých typů a hustot jsou dokonale promíchávány. Tuto aplikaci lze využít i při provzdušňování mělkých rybníků a nádrží [7].

Olej je do nádrže přiváděn pomocí čerpadla. Po naplnění nádrže dochází k uzavření přívodního potrubí a otevírá se oběhové potrubí. Olej tedy stále cirkuluje přes stejné čerpadlo a zpět do nádrže je vstřikován pomocí ejektoru. Olej je odebírán z horní části nádrže a průchodem přes ejektor strhává olej z okolí dna nádrže, tento děj zajišťuje promíchání směsi [8].

Pokud hnacím médiem je voda z nádrže dochází k promíchání a zabránění sedimentace nečistot na dně nádrže. Voda dodávaná do nádrže z vnějšku zajišťuje promíchávání, případně ředění nebo dopravu tepla.

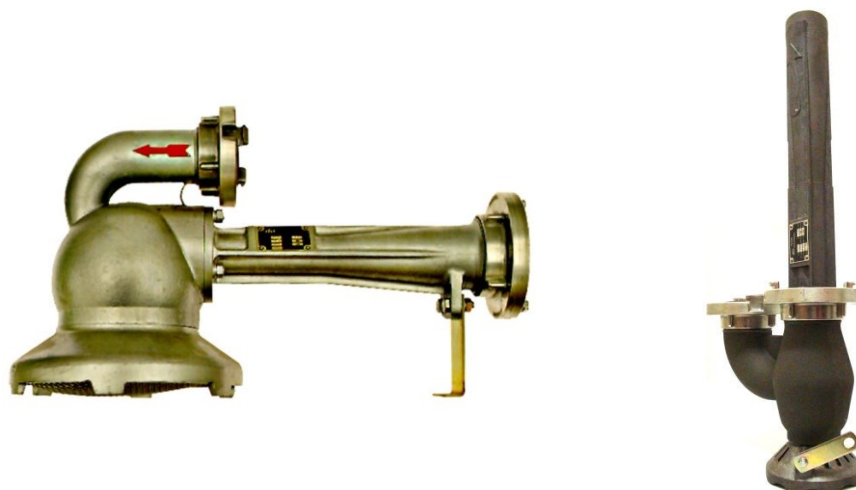


Obr. 4.4 Promíchávání kapaliny v nádrži [8]



## 4.6 Požární ejektory

Slouží k odčerpávání vody ze špatně přístupných míst a z míst, kde nelze použít čerpadlo se sacím košem vlivem malého ponoření koše. Z míst, kde je sací výška vyšší než maximální možná sací výška čerpadel, která je 7,5 metru. Hnacím médiem je voda z požárních cisteren nebo z hydrantů. Tento typ ejektoru se vyrábí z hliníkových slitin ve stojatém nebo ležatém provedení. Do průtoku hnací vody až 372 l/min [9,10].



*Obr. 4.5 Ležatý a stojatý požární ejektor [9]*

## 5 Výpočet

Zadání diplomové práce je zatíženo nejasností, kdy je hmotnostní průtok hnacího média zadán v jednotkách objemového průtoku. Aby jednotky odpovídaly, je pro výpočet hmotnostní průtok nahrazen objemovým průtokem o stejné hodnotě. Z důvodu velmi malé účinnosti, která byla zjištěna výpočtem, je nutné zvýšit vstupní přetlak hnacího média  $\Delta p_1$ . Tento přetlak zvyšují ze zadané hodnoty 40 kPa na 100 kPa. Navrhovaný proudový stroj bude sloužit jako balastní ejektor pro rychlé vyprazdňování balastních nádrží. Hnacím i hnaným médiem je mořská voda o stejné teplotě. Z tohoto důvodu upravují vstupní teplotu hnacího média na hodnotu teploty hnaného média. Teplota obou médií je 20 °C.

Tabulka 5-1 Zadané hodnoty

Název	Značení	Hodnota	Jednotka
Objemový tok hnacího média	$\dot{V}_1$	0,05	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
Vstupní přetlak hnacího média	$\Delta p_1$	100	kPa
Vstupní absolutní tlak hnaného média	$p_0$	100	kPa
Výstupní přetlak směsi	$\Delta p_5$	30	kPa
Vstupní teplota hnacího média	$t_1$	20	°C
Vstupní teplota hnaného média	$t_0$	20	°C

### 5.1 Výpočet podle empirické metody

Nejprve je potřeba ze zadaných přetlaků stanovit absolutní tlaky a hustoty.

#### 5.1.1 Absolutní tlak na vstupu hnacího média

Absolutní tlak se stanoví jako součet přetlaku na vstupu hnacího média a barometrického tlaku. Barometrický tlak stanovují 102 100 Pa podle meteostanice Ostrava – Výškovice [13].

$$p_1 = \Delta p_1 + p_{\text{bar}} = 100\,000 + 102\,100 = 202\,100 \text{ Pa} \quad (5.1)$$

kde:  $\Delta p_1$  vstupní přetlak hnacího média [Pa]  
 $p_{\text{bar}}$  barometrický tlak [Pa]

### 5.1.2 Absolutní tlak směsi na výstupu z ejektoru

Stanovuje se stejně jako absolutní tlak na vstupu hnacího média, jako součet přetlaku a barometrického tlaku.

$$p_5 = \Delta p_5 + p_{\text{bar}} = 30\,000 + 102\,100 = 132\,100 \text{ Pa} \quad (5.2)$$

kde:  $\Delta p_5$  přetlak směsi na výstupu z difuzoru [Pa]

### 5.1.3 Určení hustoty hnacího média na vstupu

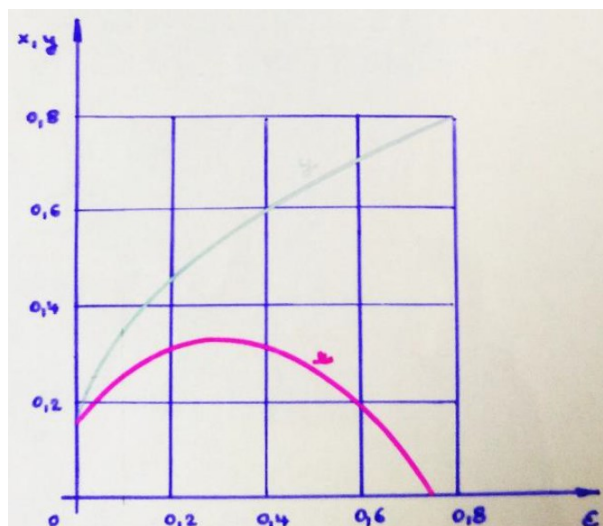
Hustotu slané vody určíme pro teplotu  $t_1$  a pro salinitu. Salinita je po celém světě proměnná a závisí na množství rozpuštěných minerálních látek ve vodě. Salinita udává slanost mořské vody. Jelikož je těžké předpokládat pohyb lodi po světě je nutné salinitu zvolit. Volíme salinitu 35 ‰. Hodnota hustoty odpovídající teplotě  $t_1$  a salinitě je  $\rho_1 = 1025 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ . Pro zjednodušení výpočtu předpokládám teplotu mořské vody a směsi stejnou. Jelikož tlak nemá při zjištěných hodnotách velký vliv na změnu hustoty vody, lze počítat s její stálou hustotou. Hustota vody je v celém ejektoru tedy  $\rho_v = 1025 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  [15].

### 5.1.4 Poměr tlakových rozdílů

Poměr závisí na hodnotách absolutních tlaků na vstupu hnacího a hnaného média a na výstupu směsi z difuzoru. Z poměru tlakových rozdílů se určují rychlostní součinitele (Obr. 5.1).

$$\varepsilon = \frac{p_5 - p_0}{p_1 - p_0} = \frac{132\,100 - 100\,000}{202\,100 - 100\,000} = 0,314 \quad (5.3)$$

kde:  $\varepsilon$  poměr tlakových rozdílů [–]



Obr. 5.1 Graf k určení rychlostních součinitelů v závislosti na poměru tlakových rozdílů [1]

Dle tohoto grafu stanovují  $x = 0,34$  a  $y = 0,53$ .

### 5.1.5 Vstupní rychlost hnacího média

Nejprve je třeba určit rychlostní součinitel  $\varphi_{p2}$ . Tento součinitel se volí z rozmezí  $(0,96 \div 0,98)$ . Volím rychlostní součinitel  $\varphi_{p2} = 0,97$  [1].

$$w_1 = \varphi_{p2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_v} \cdot (p_1 - p_0)} \quad (5.4)$$

$$w_1 = 0,97 \cdot \sqrt{\frac{2}{1025} \cdot (202\,100 - 100\,000)} = 13,69 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:  $\varphi_{p2}$  rychlostní součinitel [–]

### 5.1.6 Součinitel ejekce

Nejprve je potřeba stanovit výpočtový součinitel  $R_v$ . K výpočtu tohoto součinitele podle rovnice (5.5) je nutné stanovit hodnoty pro součinitel odporu  $\xi_3 = (0,07 \div 0,1)$ , pro součinitel difuzoru  $\eta_{dif} = (0,8 \div 0,85)$  a pro rychlostní součinitel  $\varphi_{s2} = (0,95 \div 0,97)$ . Zvolené hodnoty pro tyto součinitele jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 5-2 Zvolené hodnoty součinitelů

Název	Značení	Hodnota	Jednotka
Součinitel odporu	$\xi_3$	0,08	[-]
Součinitel difuzoru	$\eta_{dif}$	0,825	[-]
Součinitel rychlostní	$\varphi_{s2}$	0,96	[-]

Výpočtový součinitel  $R_v$  se stanovuje v závislosti na koeficientech rychlosti a součinitelů ve výše uvedené tabulce.

$$R_v = \frac{\varepsilon}{\varphi_{p2}^2} + y^2 \cdot (2 + \xi_3 - \eta_d) + \left(\frac{x}{\varphi_{s2}}\right)^2 \quad (5.5)$$

$$R_v = \frac{0,314}{0,97^2} + 0,53^2 \cdot (2 + 0,08 - 0,825) + \left(\frac{0,34}{0,96}\right)^2 = 0,812$$

kde:  $R_v$  výpočtový součinitel [-]

Převrácená hodnota součinitele ejekce se pak získá dle rovnice (5.6).

$$\frac{1}{e} = \frac{R_v - 2 \cdot x \cdot y}{2 \cdot y \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\varphi_{p2}}{\varphi_{s2}} \cdot x\right)^2} - R_v} \quad (5.6)$$

$$\frac{1}{e} = \frac{0,812 - 2 \cdot 0,34 \cdot 0,53}{2 \cdot 0,53 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{0,97}{0,96} \cdot 0,34\right)^2} - 0,812} = 1,463$$

kde:  $e$  součinitel ejekce  $[-]$

Součinitel ejekce se získá z převrácené hodnoty.

$$e = \frac{1}{\frac{1}{e}} = \frac{1}{1,463} = 0,683 \quad (5.7)$$

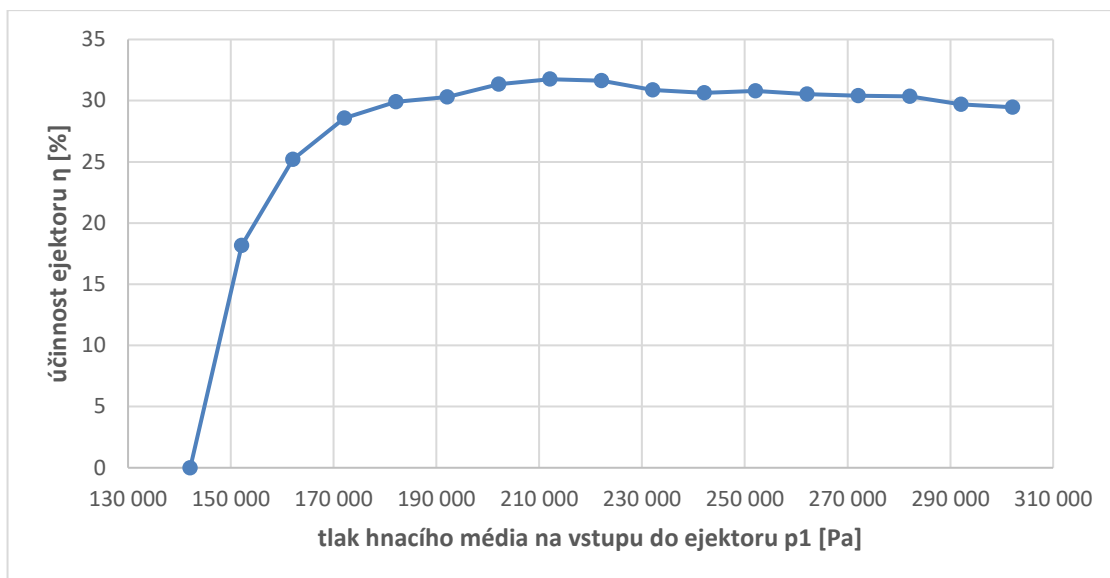
### 5.1.7 Účinnost ejektoru

Je dána vztahem, který závisí na součiniteli ejekce a poměru tlakových rozdílů. Účinnost by se měla pohybovat maximálně kolem 30 %.

$$\eta = e \cdot \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} = 0,683 \cdot \frac{0,314}{1 - 0,314} = 0,3134 \rightarrow 31,34\% \quad (5.8)$$

kde:  $\eta$  účinnost ejektoru  $[\%]$

V následujícím obrázku je uvedena závislost vstupního tlaku hnacího média na účinnosti ejektoru. Z obrázku lze vidět, že ejektor při původním přetlaku na vstupu by měl minimální účinnost. Proto došlo k úpravě zadané hodnoty.



Obr. 5.2 Závislost vstupního tlaku hnacího média na účinnosti ejektoru

### 5.1.8 Objemový průtok hnaného média

Stanoví se pomocí rovnice (5.9), na kterou má vliv objemový průtok hnacího média  $\dot{V}_1$  a součinitel ejekce  $e$ .

$$\dot{V}_0 = \frac{\dot{V}_1}{1 + \frac{1}{e} - 1} = \frac{0,05}{1 + 1,463 - 1} = 0,0342 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.9)$$

kde:  $\dot{V}_0$  objemový průtok hnaného média  $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$

### 5.1.9 Celkový objemový průtok

Je dán součtem hnacího a hnaného objemového průtoku.

$$\dot{V}_c = \dot{V}_1 + \dot{V}_0 = 0,05 + 0,0342 = 0,0842 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.10)$$

kde:  $\dot{V}_c$  celkový objemový průtok směsi  $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$

### 5.1.10 Průřez vstupního potrubí hnacího média

Průřez se stanoví z poměru objemového průtoku hnacího média  $\dot{V}_1$  ku vstupní rychlosti  $w_1$ .

$$S_1 = \frac{\dot{V}_1}{w_1} = \frac{0,05}{13,69} = 0,0037 \text{ m}^2 \quad (5.11)$$

kde:  $S_1$  průřez vstupního potrubí hnacího média  $[\text{m}^2]$

### 5.1.11 Průměr vstupního potrubí hnacího média

Z rovnice obsahu kruhu se vyjádří průměr vstupního potrubí hnacího média  $d_1$ . Vypočtený průměr se dále normalizuje na nejbližší vyšší průměr a dovolený tlak. Následně je potřeba přepočítat vstupní průřez a vstupní rychlost hnacího média.

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \rightarrow d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} \quad (5.12)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0037}{\pi}} = 0,06817 \text{ m} = 68,17 \text{ mm}$$

Podle normy ČSN EN 1092-1 volím potrubí DN65 PN40. Rozměry odpovídající tomuto potrubí jsou uvedeny v tabulce.

*Tabulka 5-3 Rozměry odpovídající DN65*

Název	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr	$D_1$	76,1	mm
Tloušťka	$t_1$	2,9	mm
Vnitřní průměr	$d_{1,sk}$	70,3	mm



### 5.1.12 Skutečný průřez vstupního potrubí hnacího média

Spočítá se ze vzorce pro obsah kruhu. Za průměr se dosazuje již normalizovaný rozměr potrubí  $d_{1,sk} = 70,3 \text{ mm}$ .

$$S_{1,sk} = \frac{\pi \cdot d_{1,sk}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,0703^2}{4} = 0,0039 \text{ m}^2 \quad (5.13)$$

kde:  $S_{1,sk}$  skutečný průřez vstupního potrubí hnacího média  $[\text{m}^2]$

### 5.1.13 Skutečná rychlost ve vstupním potrubí hnacího média

Jelikož průměr potrubí se ve skutečnosti volil vyšší než původně vypočtený, vychází rychlost lehce menší.

$$w_{1,sk} = \frac{\dot{V}_1}{S_{1,sk}} = \frac{0,05}{0,0039} = 12,88 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.14)$$

kde:  $w_{1,sk}$  skutečná rychlost ve vstupním potrubí hnacího média  $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

### 5.1.14 Rychlost nasávané látky po svedení médií

Tato rychlost se určí jako součin rychlostního součinitele  $x$  a rychlosti hnacího média na vstupu  $w_{1,sk}$ .

$$w_{2,0} = x \cdot w_{1,sk} = 0,34 \cdot 12,88 = 4,38 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.15)$$

### 5.1.15 Rychlost směsi na výstupu ze směšovací komory

Rychlost směsi na výstupu ze směšovací komory se určí jako součin rychlostního koeficientu  $y$  a vstupní rychlosti hnacího média  $w_{1,sk}$ .

$$w_4 = y \cdot w_{1,sk} = 0,53 \cdot 12,88 = 6,83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.16)$$

### 5.1.16 Rychlost pracovní látky na výstupu z dýzy

Závisí na rychlosti ve vstupním potrubí hnacího média a součinitelích rychlosti.

$$w_{2,1} = w_{1,sk} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\varphi_{p2}}{\varphi_{s2}} \cdot x\right)^2} \quad (5.17)$$

$$w_{2,1} = 12,88 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{0,97}{0,96} \cdot 0,34\right)^2} = 13,62 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost hnacího média na vstupu směšovací komory musí být větší než rychlost na vstupu do dýzy. Dle rovnice (5.18) je podmínka splněná. Z důvodu malé délky dýzy, která vyšla pro  $w_{2,1} = 13,62 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , volím tuto rychlost  $w_{2,1} = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$w_{2,1} > w_{1,sk} \quad (5.18)$$

$$13,62 > 12,88$$

### 5.1.17 Výstupní průřez dýzy

Tento průřez se určí jako poměr objemového průtoku hnacího média  $\dot{V}_1$  ku rychlosti hnacího média na výstupu z dýzy  $w_{2,1}$ .

$$S_{2,1} = \frac{\dot{V}_1}{w_{2,1}} = \frac{0,05}{20} = 0,0025 \text{ m}^2 \quad (5.19)$$

kde:  $S_{2,1}$  výstupní průřez dýzy  $[\text{m}^2]$

### 5.1.18 Výstupní průměr dýzy

Z vypočítaného výstupního průřezu dýzy  $S_{2,1}$  stanovím dle rovnice pro obsah kruhu výstupní průměr dýzy  $d_{2,1}$ .

$$S_{2,1} = \frac{\pi \cdot d_{2,1}^2}{4} \rightarrow d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{2,1}}{\pi}} \quad (5.20)$$

$$d_{2,1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0025}{\pi}} = 0,05642 \text{ m} = 56,42 \text{ mm}$$

### 5.1.19 Délka dýzy

Pro výpočet délky dýzy je třeba určit úhel zúžení dýzy  $\alpha_{\text{dýz}} = (10^\circ \div 14^\circ)$ . Volím tento úhel  $\alpha_{\text{dýz}} = 10^\circ$ .

$$l_2 = \frac{d_{1,\text{sk}} - d_{2,1}}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_{\text{dýz}}}{2}} = \frac{70,3 - 56,42}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{10}{2}} = 79,33 \text{ mm} \quad (5.21)$$

kde:  $l_2$  délka dýzy [m]

### 5.1.20 Průřez směšovací komory

Obdobně jako u předchozích průřezů se určí jako poměr celkového objemového toku  $\dot{V}_c$  ku rychlosti na výstupu ze směšovací komory  $w_4$ .

$$S_{3,4} = \frac{\dot{V}_c}{w_4} = \frac{0,0842}{6,83} = 0,01232 \text{ m}^2 \quad (5.22)$$

kde:  $S_{3,4}$  průřez směšovací komory [m<sup>2</sup>]

### 5.1.21 Průměr směšovací komory

Z rovnice pro výpočet obsahu kruhu vyjadřují  $d_{3,4}$ . Tento průměr je třeba následně normalizovat a přepočítat průřez  $S_{3,4}$  a výstupní rychlost ze směšovací komory  $w_4$ .

$$S_{3,4} = \frac{\pi \cdot d_{3,4}^2}{4} \rightarrow d_{3,4} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{3,4}}{\pi}} \quad (5.23)$$

$$d_{3,4} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,01232}{\pi}} = 0,12529 \text{ m} = 125,29 \text{ mm}$$

kde:  $d_{3,4}$  průměr směšovací komory [m]

Podle normy ČSN EN 1092-1 volím potrubí DN125 PN40. Rozměry odpovídající tomuto potrubí jsou uvedeny v tabulce.

Tabulka 5-4 Rozměry odpovídající DN125

Název	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr	$D_{3,4}$	139,7	mm
Tloušťka	$t_3$	4	mm
Vnitřní průměr	$d_{3,4,sk}$	131,7	mm

### 5.1.22 Skutečný průřez směšovací komory

Obdobně jako u vstupního průřezu hnacího média je nutné přepočítat průřez se skutečným normalizovaným rozměrem vnitřního potrubí směšovací komory  $d_{3,4,sk}$ .

$$S_{3,4,sk} = \frac{\pi \cdot d_{3,4,sk}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1317^2}{4} = 0,01362 \text{ m}^2 \quad (5.24)$$

kde:  $S_{3,4,sk}$  skutečný průřez směšovací komory [m<sup>2</sup>]

### 5.1.23 Skutečná rychlost na výstupu ze směřovací komory

Rychlost na výstupu ze směřovací komory bude menší než původně vypočtená rychlost. Děje se tak z důvodu normalizace průměru směřovací komory.

$$w_{3,4,sk} = \frac{\dot{V}_c}{S_{3,4,sk}} = \frac{0,0842}{0,01362} = 6,18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.25)$$

### 5.1.24 Délka směřovací komory

Délka směřovací komory se vypočítá na základě rovnice a volby. Pokud by se délka zvolila příliš krátká nedošlo by k vyrovnání rychlostí. Naopak pokud by se zvolila hodně dlouhá zvýšila by se tlaková ztráta.

$$L_{3,4} = (7 \div 8) \cdot d_{3,4,sk} = 7,4 \cdot 131,7 = 974,58 \text{ mm} \quad (5.26)$$

### 5.1.25 Vzdálenost výstupního průřezu dýzy od vstupu do směřovací komory

Určí se podle empirické rovnice.

$$s_3 = 0,8 \cdot d_{3,4,sk} = 0,8 \cdot 131,7 = 105,36 \text{ mm} \quad (5.27)$$

kde:  $s_3$  vzdálenost mezi výstupním průřezem dýzy [mm]  
od vstupu do směřovací komory

### 5.1.26 Délka difuzoru

Před výpočtem je nutné zvolit průměr potrubí, ke kterému bude ejektor připojen. Podle normy ČSN EN 1092-1 volím potrubí DN150 PN40. Rozměry odpovídající tomuto potrubí jsou uvedeny v tabulce Tabulka 5-5). Dále je potřeba zvolit úhel rozevření difuzoru z rozmezí  $\alpha_{dif} = (7 \div 9)$ . Úhel rozevření volím  $\alpha_{dif} = 8^\circ$ .

Tabulka 5-5 Rozměry odpovídající DN150

Název	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr	$D_5$	168,3	mm
Tloušťka	$t_5$	4,5	mm
Vnitřní průměr	$d_5$	159,3	mm

Délka difuzoru se následně určí z rovnice (5.28).

$$L_5 = \frac{d_5 - d_{3,4,sk}}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_{dif}}{2}} = \frac{159,3 - 131,7}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{8}{2}} = 197,35 \text{ mm} \quad (5.28)$$

### 5.1.27 Výstupní průřez difuzoru

Průřez se stanoví z rovnice pro obsah kruhu.

$$S_5 = \frac{\pi \cdot d_5^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1593^2}{4} = 0,01993 \text{ m}^2 \quad (5.29)$$

kde:  $S_5$  výstupní průřez difuzoru  $[\text{m}^2]$

### 5.1.28 Výstupní rychlost z difuzoru

Rychlost na výstupu z difuzoru je dána jako poměr celkového objemového průtoku směsi  $\dot{V}_c$  ku průřezu na výstupu z difuzoru  $S_5$ .

$$w_5 = \frac{\dot{V}_c}{S_5} = \frac{0,0842}{0,01993} = 4,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.30)$$

### 5.1.29 Průřez vstupního potrubí hnaného média

Je nutné zvolit vstupní rychlost hnaného média. Tuto rychlost volím  $w_0 = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  z doporučených rychlostí v potrubí pro vodu.

$$S_0 = \frac{\dot{V}_0}{w_0} = \frac{0,0342}{3} = 0,01139 \text{ m}^2 \quad (5.31)$$

kde:  $S_0$  průřez vstupního potrubí hnaného média  $[\text{m}^2]$

### 5.1.30 Průměr vstupního potrubí hnaného média

Průměr je po výpočtu potřeba normalizovat. Dalším krokem je přepočítání průřezu  $S_0$  a vstupní rychlosti  $w_0$ .

$$S_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \rightarrow d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_0}{\pi}} \quad (5.32)$$
$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,01139}{\pi}} = 0,12042 \text{ m} = 120,42 \text{ mm}$$

Podle normy ČSN EN 1092-1 volím potrubí DN125 PN40. Rozměry odpovídající tomuto potrubí jsou uvedeny v tabulce.

*Tabulka 5-6 Rozměry odpovídající DN125*

Název	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr	$D_0$	139,7	mm
Tloušťka	$t_0$	4	mm
Vnitřní průměr	$d_{0,sk}$	131,7	mm

### 5.1.31 Skutečný průřez potrubí hnacího média

Normalizovaný průměr potrubí hnacího média  $d_{0,sk}$  dosazují do rovnice pro výpočet obsahu kruhu.

$$S_{0,sk} = \frac{\pi \cdot d_{0,sk}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1317^2}{4} = 0,01362 \text{ m}^2 \quad (5.33)$$

kde:  $S_{0,sk}$  skutečný průřez vstupního potrubí hnacího média  $[\text{m}^2]$

### 5.1.32 Skutečná rychlost na vstupu do potrubí hnacího média

Z důvodu normalizace průměru je nutné přepočítat také rychlost na vstupu do potrubí.

$$w_{0,sk} = \frac{\dot{V}_0}{S_{0,sk}} = \frac{0,0342}{0,01362} = 2,51 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.34)$$

kde:  $w_{0,sk}$  skutečná rychlost na vstupu do potrubí hnacího média  $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$



## 5.2 Výpočet přes Bernoulliho rovnice

U této metody je vhodné vycházet z již vypočtených hodnot. Veškeré vypočtené veličiny pro body 1 a 0 beru jako vstupní hodnoty do druhé metodiky výpočtu. Pro přehlednost jsou uvedeny v tabulkách.

*Tabulka 5-7 Hodnoty v bodě 1*

Název	Značení	Hodnota	Jednotka
Objemový průtok	$\dot{V}_1$	0,05	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Tlak hnacího média na vstupu	$p_1$	202 100	Pa
Hustota mořské vody	$\rho_v$	1025	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Vstupní rychlost hnacího média	$w_{1,sk}$	12,88	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Vstupní průměr	$d_{1,sk}$	70,3	mm
Vstupní výška	$h_1$	0	m

*Tabulka 5-8 Hodnoty v bodě 0*

Název	Značení	Hodnota	Jednotka
Objemový průtok	$\dot{V}_0$	0,034	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Tlak hnaného média na vstupu	$p_0$	100 000	Pa
Hustota mořské vody	$\rho_v$	1025	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Vstupní rychlost hnaného média	$w_{0,sk}$	2,51	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Vstupní průměr	$d_{0,sk}$	131,7	mm
Vstupní výška	$h_0$	0	m

Vstupní výška je nulová, protože předpokládám vstup hnaného média z boku. Pokud by byl vstup hnaného média zezdola, bylo by nutné do výpočtu zahrnout i výšku.

### 5.2.1 Výpočet tlaku v ústí dýzy

Před samotným výpočtem rychlosti v ústí dýzy je třeba stanovit tlak. Tento tlak stanovují podle rovnice (3.22). Koeficient, kterým se násobí tlak hnaného média na vstupu volím 0,9.

$$p_2 = (0,90 \div 0,98) \cdot p_0 = 0,9 \cdot 100\,000 = 90\,000 \text{ Pa} \quad (5.35)$$

Pro zjednodušení výpočtu je uvažováno, že se tlaky v bodě 2 rovnají také tlakům v bodě 3 a 4.

$$p_2 = p_{2,1} = p_{2,0} = p_3 = p_4 = 90\,000 \text{ Pa} \quad (5.36)$$

### 5.2.2 Rychlost v ústí dýzy

Rychlost v ústí dýzy určím z hodnot v bodu 1 a pomocí tlaku  $p_2$ . Pomocí Bernoulliho rovnice vyjádřím rychlost v ústí dýzy. Účinnost dýzy volím  $\eta_{\text{dyz}} = 90\%$ . Bernoulliho rovnici se nevyskytuje potenciální energie, protože obě výšky leží v ose a jsou nulové. Bernoulliho rovnice má mezi body 1 a 2,1 následující tvar.

$$\left( \frac{p_1}{\rho_v} + \frac{w_{1,\text{sk}}^2}{2} \right) \cdot \eta_{\text{dyz}} = \frac{p_2}{\rho_v} + \frac{w_{2,1,\text{sk}}^2}{2} \quad (5.37)$$

Po vyjádření rychlosti  $w_{2,1,\text{sk}}$  získám rovnici (5.38).

$$w_{2,1,\text{sk}} = \sqrt{2 \cdot \left[ \left( \frac{p_1}{\rho_v} + \frac{w_{1,\text{sk}}^2}{2} \right) \cdot \eta_{\text{dyz}} - \left( \frac{p_2}{\rho_v} \right) \right]} \quad (5.38)$$
$$w_{2,1,\text{sk}} = \sqrt{2 \cdot \left[ \left( \frac{202\,100}{1025} + \frac{12,88^2}{2} \right) \cdot 0,9 - \left( \frac{90\,000}{1025} \right) \right]} = 18,13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost při druhé metodě vychází  $w_{2,1,\text{sk}} = 18,13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Není třeba ji upravovat, jelikož dýza bude mít vyhovující délku. V první metodě vyšla  $w_{2,1,\text{sk}} = 13,62 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  a bylo ji potřeba

zvýšit, z důvodu krátké délky dýzy. Rychlost byla v první metodě zvýšena na  $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Odlišnost výsledků je způsobena řadou vlivů. U první metody se využívají rychlostní součinitele a koeficienty  $x$  a  $y$ . U druhé metody do výpočtu vstupuje ještě účinnost dýzy.

### 5.2.3 Průřez v ústí dýzy

Určuje se obdobně jako průřezy u první metody.

$$S_{2,1} = \frac{\dot{V}_1}{w_{21,sk}} = \frac{0,05}{18,13} = 0,002758 \text{ m}^2 \quad (5.39)$$

### 5.2.4 Průměr v ústí dýzy

Vyjádří se z obsahu kruhu.

$$S_{2,1} = \frac{\pi \cdot d_{2,1}^2}{4} \rightarrow d_{2,1} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{2,1}}{\pi}} \quad (5.40)$$

$$d_{2,1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002758}{\pi}} = 0,05926 \text{ m} = 59,26 \text{ mm}$$

### 5.2.5 Délka dýzy

Jako u první metodiky se vypočítá ze stejné rovnice. Úhel zúžení difuzoru je volen stejný jako v prvním případě  $\alpha_{dýz} = 10^\circ$ .

$$l_2 = \frac{d_{1,sk} - d_{2,1}}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_{dýz}}{2}} = \frac{70,3 - 59,26}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{10}{2}} = 63,09 \text{ mm} \quad (5.41)$$

Z důvodu menší rychlosti v ústí dýzy vychází větší průměr a kratší délka dýzy.

Tabulka 5-9 Hodnoty v bodě 2,1

Název	Značení	Hodnota	Jednotka
Objemový průtok	$\dot{V}_1$	0,05	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Tlak média v ústí dýzy	$p_{2,1}$	90 000	Pa
Hustota mořské vody	$\rho_v$	1025	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Výstupní rychlost z ústí dýzy	$w_{2,1,sk}$	18,13	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Výstupní průměr	$d_{2,1,sk}$	59,26	mm

### 5.2.6 Rychlost po svedení proudů

Jako vstupní hodnoty do Bernoulliho rovnice dosazují hodnoty z bodu 0 a tlak  $p_{2,0} = 90\,000$  Pa. Počítám také z účinností sání. Účinnost sání volím  $\eta_{sání} = 99\%$ . Hodnota je vysoká z důvodu krátkého potrubí mezi body 0 a 2,0. Bernoulliho rovnice neobsahuje složky potenciální energie, jelikož výšky jsou nulové. Bernoulliho rovnice má mezi body 0 a 2,0 tvar podle následující rovnice.

$$\left(\frac{p_0}{\rho_v} + \frac{w_{0,sk}^2}{2}\right) \cdot \eta_{sání} = \frac{p_{2,0}}{\rho_v} + \frac{w_{2,0,sk}^2}{2} \quad (5.42)$$

Po vyjádření  $w_{2,0,sk}$  má rovnice tvar.

$$w_{2,0,sk} = \sqrt{2 \cdot \left[ \left( \frac{p_0}{\rho_v} + \frac{w_{0,sk}^2}{2} \right) \cdot \eta_{sání} - \left( \frac{p_{2,0}}{\rho_v} \right) \right]} \quad (5.43)$$

$$w_{2,0,sk} = \sqrt{2 \cdot \left[ \left( \frac{100\,000}{1025} + \frac{2,51^2}{2} \right) \cdot 0,99 - \left( \frac{90\,000}{1025} \right) \right]} = 4,88 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Na rychlost má významný vliv volba účinnosti sání. Obvykle se pohybuje okolo 90 %.

Tabulka 5-10 Hodnoty v bodě 2,0

Název	Značení	Hodnota	Jednotka
Objemový průtok	$\dot{V}_0$	0,034	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Tlak média při svedení proudů	$p_{2,0}$	90 000	Pa
Hustota mořské vody	$\rho_v$	1025	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Rychlost při svedení proudů	$w_{2,0,sk}$	4,88	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

### 5.2.7 Hmotnostní tok hnacího média

Určí se jako součin objemového toku a hustoty.

$$\dot{m}_1 = \dot{V}_1 \cdot \rho_v = 0,05 \cdot 1025 = 51,25 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.44)$$

### 5.2.8 Hmotnostní tok hnaného média

Obdobně jako v předchozí podkapitole se určí jako součin objemového toku a hustoty.

$$\dot{m}_0 = \dot{V}_0 \cdot \rho_v = 0,034 \cdot 1025 = 34,85 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.45)$$

### 5.2.9 Energetické ztráty ve směšovací komoře

Energetické ztráty se vypočítají v závislosti na hmotnostních tocích, rychlosti v ústí dýzy a rychlosti po svedení proudů. Tyto ztráty odpovídají ztrátám při míchání proudů.

$$E_M = \frac{\dot{m}_1 \cdot \dot{m}_0 \cdot (w_{2,1,sk} - w_{2,0,sk})^2}{2 \cdot (\dot{m}_1 + \dot{m}_0)} \quad (5.46)$$

$$E_M = \frac{51,25 \cdot 34,85 \cdot (18,13 - 4,88)^2}{2 \cdot (51,25 + 34,85)} = 1820,68 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

### 5.2.10 Rychlost na výstupu ze směřovací komory

Pro zjednodušený výpočet předpokládám platnost rovnice (5.36). Jelikož jsou zde přímo zavedeny ztráty  $E_M$  je nutné použít upravený tvar Bernoulliho rovnice.

$$\left(\frac{p_{21}}{\rho_v} + \frac{w_{2,1sk}^2}{2}\right) \cdot \dot{V}_1 \cdot \rho_v + \left(\frac{p_{2,0}}{\rho_v} + \frac{w_{2,0,sk}^2}{2}\right) \cdot \dot{V}_0 \cdot \rho_v = \left(\frac{p_3}{\rho_v} + \frac{w_4^2}{2}\right) \cdot \dot{V}_c \cdot \rho_v + E_M \quad (5.47)$$

Rychlost na výstupu ze směřovací komory se pak vyjádří podle následující rovnice.

$$w_4 = \sqrt{2 \cdot \frac{\left[\left(\frac{p_{21}}{\rho_v} + \frac{w_{2,1sk}^2}{2}\right) \cdot \dot{V}_1 \cdot \rho_v + \left(\frac{p_{2,0}}{\rho_v} + \frac{w_{2,0,sk}^2}{2}\right) \cdot \dot{V}_0 \cdot \rho_v - \frac{p_3}{\rho_v} \cdot \dot{V}_c \cdot \rho_v - E_M\right]}{\dot{V}_c \cdot \rho_v}} \quad (5.48)$$

Protože je vyjádření příliš dlouhé, nachází se ve vzorci dílčí výsledky jednotlivých členů.

$$w_4 = \sqrt{2 \cdot \frac{[12\,920,44 + 3\,474,68 - 7\,560 - 1820,68]}{86,1}} = 12,76 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 5.2.11 Průřez směřovací komory

Z poměru objemového toku ku rychlosti na výstupu ze směřovací komory se určí průřez směřovací komory.

$$S_{3,4} = \frac{\dot{V}_c}{w_4} = \frac{0,084}{12,76} = 0,006581 \text{ m}^2 \quad (5.49)$$

### 5.2.12 Průměr směšovací komory

Z obsahu kruhu je třeba vyjádřit průměr směšovací komory.

$$S_{3,4} = \frac{\pi \cdot d_{3,4}^2}{4} \rightarrow d_{3,4} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{3,4}}{\pi}} \quad (5.50)$$

$$d_{3,4} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,006581}{\pi}} = 0,09154 \text{ m} = 91,54 \text{ mm}$$

Podle normy ČSN EN 1092-1 volím potrubí DN100 PN40. Rozměry odpovídající tomuto potrubí jsou uvedeny v tabulce.

*Tabulka 5-11 Rozměry odpovídající DN100*

Název	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr	$D_{3,4}$	114,3	mm
Tloušťka	$t_{3,4}$	3,6	mm
Vnitřní průměr	$d_{3,4,sk}$	107,1	mm

### 5.2.13 Skutečný průřez směšovací komory

Dosazením do rovnice pro obsah kruhu se získá skutečný průřez směšovací komory.

$$S_{3,4,sk} = \frac{\pi \cdot d_{3,4,sk}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1071^2}{4} = 0,009009 \text{ m}^2 \quad (5.51)$$

### 5.2.14 Skutečná rychlost na výstupu ze směšovací komory

Jelikož se zvětšil průřez, dojde ke snížení rychlosti.

$$w_{3,4,sk} = \frac{\dot{V}_c}{S_{3,4,sk}} = \frac{0,084}{0,009009} = 9,32 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.52)$$

### 5.2.15 Délka směšovací komory

Koeficient, kterým se násobí průměr směšovací komory, volím stejný jako v první metodě 7,4.

$$L_{3,4} = (7 \div 8) \cdot d_{3,4,sk} = 7,4 \cdot 107,1 = 792,54 \text{ mm} \quad (5.53)$$

Tabulka 5-12 Hodnoty v bodě 3,4

Název	Značení	Hodnota	Jednotka
Objemový průtok	$\dot{V}_c$	0,084	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Tlak ve směšovací komoře	$p_{3,4}$	90 000	Pa
Hustota mořské vody	$\rho_v$	1025	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Výstupní rychlost ze sm. komory	$w_{3,4,sk}$	9,32	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Průměr směšovací komory	$d_{3,4,sk}$	107,1	mm
Délka směšovací komory	$L_{3,4}$	792,54	mm

### 5.2.16 Vzdálenost výstupního průřezu dýzy od vstupu do směšovací komory

Stanoví se stejně jako v první metodě.

$$s_3 = 0,8 \cdot d_{3,4,sk} = 0,8 \cdot 107,1 = 85,68 \text{ mm} \quad (5.54)$$



### 5.2.17 Rychlost na výstupu z difuzoru

Jelikož v ejektoru dochází ke složitému proudění je obtížné správně určit účinnosti. V difuzoru dochází k sekundárnímu víření. Difuzor bude mít relativně krátkou délku, proto lze počítat s vyšší účinností. Jedná se o zjednodušený výpočet, a proto uvažuji účinnost difuzoru  $\eta_{\text{dif}} = 99 \%$ . Přesné hodnoty účinností by se daly stanovit experimentálně na zkušebně vyrobeném prototypu ejektoru. Účinnost by ve výpočtu mohla být i nižší, ovšem při takovém případě nebude možné dosáhnout zadaného tlaku na výstupu z ejektoru. Body 4 a 5 leží v ose, a proto je vynechána složka potenciální energie. Výpočet rychlosti se provede podle Bernoulliho rovnice mezi body 4 a 5.

$$\left( \frac{p_4}{\rho_v} + \frac{w_{3,4,\text{sk}}^2}{2} \right) \cdot \eta_{\text{dif}} = \frac{p_5}{\rho_v} + \frac{w_5^2}{2} \quad (5.55)$$

Rovnice pro výpočet rychlosti na výstupu má potom následující tvar.

$$w_5 = \sqrt{2 \cdot \left[ \left( \frac{p_4}{\rho_v} + \frac{w_{3,4,\text{sk}}^2}{2} \right) \cdot \eta_{\text{dif}} - \left( \frac{p_5}{\rho_v} \right) \right]} \quad (5.56)$$

$$w_5 = \sqrt{2 \cdot \left[ \left( \frac{90\,000}{1025} + \frac{9,32^2}{2} \right) \cdot 0,99 - \left( \frac{132\,100}{1025} \right) \right]} = 1,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 5.2.18 Průřez na výstupu z difuzoru

Ke stanovení průřezu na výstupu z difuzoru slouží vyjádření z rovnice kontinuity.

$$S_5 = \frac{\dot{V}_c}{w_5} = \frac{0,084}{1,45} = 0,05809 \text{ m}^2 \quad (5.57)$$

### 5.2.19 Průměr na výstupu z difuzoru

Vyjádřením průměru z rovnice pro obsah kruhu dostáváme rovnici pro určení tohoto průměru.

$$S_5 = \frac{\pi \cdot d_5^2}{4} \rightarrow d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_5}{\pi}} \quad (5.58)$$

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,05809}{\pi}} = 0,15343 \text{ m} = 153,43 \text{ mm}$$

Podle normy ČSN EN 1092-1 volím potrubí DN150 PN40. Rozměry odpovídající tomuto potrubí jsou uvedeny v tabulce.

*Tabulka 5-13 Rozměry odpovídající DN150*

Název	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr	$D_5$	168,3	mm
Tloušťka	$t_5$	4,5	mm
Vnitřní průměr	$d_{5,sk}$	159,3	mm

### 5.2.20 Skutečný průřez na výstupu z difuzoru

Po normalizaci průměru je třeba provést přepočet průřezu.

$$S_{5,sk} = \frac{\pi \cdot d_{5,sk}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1593^2}{4} = 0,01993 \text{ m}^2 \quad (5.59)$$

### 5.2.21 Skutečná rychlost na výstupu z difuzoru

Vyjádří se z rovnice kontinuity. Je dána poměrem objemového toku ku průřezu na výstupu z difuzoru.

$$w_{5,sk} = \frac{\dot{V}_c}{S_{5,sk}} = \frac{0,084}{0,01993} = 4,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.60)$$

### 5.2.22 Délka difuzoru

Určí se podle empirické rovnice. Úhel rozšíření difuzoru je volen stejný jako v první metodě výpočtu  $\alpha_{dif} = 8^\circ$ .

$$L_5 = \frac{d_{5,sk} - d_{3,4,sk}}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_{dif}}{2}} = \frac{159,3 - 107,1}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{8}{2}} = 373,25 \text{ mm} \quad (5.61)$$

Tabulka 5-14 Hodnoty v bodě 5

Název	Značení	Hodnota	Jednotka
Objemový průtok	$\dot{V}_c$	0,084	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Tlak média na výstupu z difuzoru	$p_5$	132 100	Pa
Hustota mořské vody	$\rho_v$	1025	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Výstupní rychlost z difuzoru	$w_{5,sk}$	4,22	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Výstupní průměr	$d_{5,sk}$	159,3	mm
Délka difuzoru	$L_5$	375,25	mm

## 5.3 Porovnání metodik výpočtu

Vypočítané hodnoty podle obou metod jsou uvedeny v tabulce (Tabulka 5-15). Rychlost v ústí dýzy

$w_{2,1,sk}$  závisí při empirické metodě na rychlostních koeficientech a na vstupní rychlosti hnacího média  $w_{1,sk}$ . Tuto rychlost bylo potřeba zvýšit z důvodu krátké délky dýzy, proto jsem tuto rychlost volil  $w_{2,1,sk} = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Při druhé metodě má na výpočet vliv účinnost dýzy, která byla volena  $\eta_{dyz} = 90\%$ .

Rychlost v ústí dýzy má přímý vliv na velikost průměru a délky dýzy  $l_2$ . Z rychlosti v ústí dýzy se následně přes aplikaci rovnice kontinuity spočítal průměr v ústí dýzy  $d_{2,1}$ . Tento průměr vyšel v první metodě menší z důvodu větší rychlosti  $w_{2,1,sk}$ . Do výpočtu délky dýzy vstupuje kromě průměru hnacího média  $d_1$  a průměru v ústí dýzy  $d_{2,1}$  i úhel zúžení dýzy  $\alpha_{dýz}$ . Úhel zúžení je volen v obou metodách stejný. Při výpočtu délky dýzy hraje významnou roli rozdíl obou průměrů  $d_1$  a  $d_{2,1}$ . V první metodě vyšel tento rozdíl vyšší, což má za následek také větší délku dýzy.

Rychlost po svedení proudů  $w_{2,0,sk}$  je v obou metodikách určena naprosto rozdílně. V první metodě je stanovena součinem rychlostního součinitele  $x$  a rychlosti hnacího média  $w_{1,sk}$ . Rozdíl je zejména v rychlostním součiniteli  $x$ , který se ve druhé metodě u této veličiny nevyskytuje. Je odečten z grafu v závislosti na poměru tlakových rozdílů  $\varepsilon$ . V druhé metodě je rychlost  $w_{2,0,sk}$  stanovena na základě Bernoulliho rovnice mezi body 0 a 2,0.

Rychlost na výstupu směšovací komory  $w_{3,4}$  závisí při první metodě na součinu rychlostního součinitele  $y$  a rychlosti hnacího média  $w_{1,sk}$ . Rychlostní součinitel  $y$  je stanoven z grafu v závislosti na poměru tlakových rozdílů. U druhé metody je rychlost stanovena z Bernoulliho rovnice. V první metodě vyšla rychlost  $w_{3,4}$  menší než u druhé metody. Z vypočítaných rychlostí  $w_{3,4}$  se následně určí průměry směšovací komory  $d_{3,4}$ . Tento průměr je třeba normalizovat na průměr  $d_{3,4,sk}$ . Protože v první metodě vyšla nižší rychlost, bylo potřeba zvolit větší potrubí. Tato volba měla vliv na téměř všechny následující veličiny. Jelikož došlo k normalizaci průměru, musí dojít k přepočtu rychlostí na hodnoty  $w_{3,4,sk}$ . Tato rychlost se v konečném důsledku liší o  $3,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  při porovnání obou metod.

Délka směšovací komory  $L_{3,4}$  a vzdálenost ústí dýzy od vstupu do směšovací komory  $s_3$  se vlivem rozdílných průměrů  $d_{3,4,sk}$  v obou metodách liší. Jak délka směšovací komory, tak vzdálenost ústí dýzy od vstupu do směšovací komory jsou v první metodě větší, protože přímo závisí na průměru

směšovací komory. Délka směšovací komory je v prvním případě o 179,04 mm delší než ve druhé metodě.

Rychlost na výstupu z difuzoru  $w_{5,sk}$  vyšla v obou metodách totožná, protože se při stanovení vychází z voleného normalizovaného rozměru potrubí na výstupu difuzoru  $d_{5,sk}$ . Tento průměr je v obou metodách stejný. Jelikož je stejný průměr na výstupu z difuzoru má významný vliv na délku difuzoru  $L_5$  průměr směšovací komory. Menší průměr směšovací komory u druhé metody má za následek delší difuzor. Úhel rozevření difuzoru je v obou metodách volen stejný  $\alpha_{dif} = 8^\circ$ .



*Obr. 5.3 Zobrazení 3D modelu v řezu podle empirické metody*



*Obr. 5.4 Zobrazení 3D modelu v řezu podle metody přes Bernoulliho rovnice*

Tabulka 5-15 Vypočítané hodnoty podle rozdílných metodik

Název	Značení	Hodnota		Jednotka
		Empirická metoda	Přes Ber. rovnice	
Rychlost v ústí dýzy	$w_{2,1,sk}$	20	18,13	$m \cdot s^{-1}$
Průměr v ústí dýzy	$d_{2,1}$	56,42	59,26	mm
Délka dýzy	$l_2$	79,33	63,09	mm
Rychlost po svedení proudů	$w_{2,0,sk}$	4,38	4,88	$m \cdot s^{-1}$
Rychlost na výstupu ze směšovací komory	$w_{3,4,sk}$	6,18	9,32	$m \cdot s^{-1}$
Vnitřní průměr sm. komory	$d_{3,4,sk}$	131,7	107,1	mm
Délka sm. komory	$L_{3,4}$	974,58	792,54	mm
Vzdálenost ústí dýzy od sm. komory	$s_3$	105,36	85,68	mm
Rychlost na výstupu z difuzoru	$w_{5,sk}$	4,22	4,22	$m \cdot s^{-1}$
Vnitřní průměr na výstupu z difuzoru	$d_{5,sk}$	159,3	159,3	mm
Délka difuzoru	$L_5$	197,35	373,25	mm

## 6 Regulace proudových strojů

Při změně vstupních parametrů není možné dosáhnout vypočítaných hodnot jednotlivých veličin. Parametry na vstupu do ejektoru nebývají většinou stálé. Mezi tyto parametry patří například teplota vody na vstupu  $t_1$ , u které se nedá zajistit konstantní hodnota. Navržený ejektor má maximální účinnost odpovídající zadaným vstupním parametrům, proto účinnost při jejich změně podstatně klesá. Tato vlastnost patří mezi nedostatky ejektoru. Pokles účinnosti lze alespoň částečně eliminovat pomocí regulačních orgánů. Podle primárního vlivu regulace je možné regulaci rozdělit:

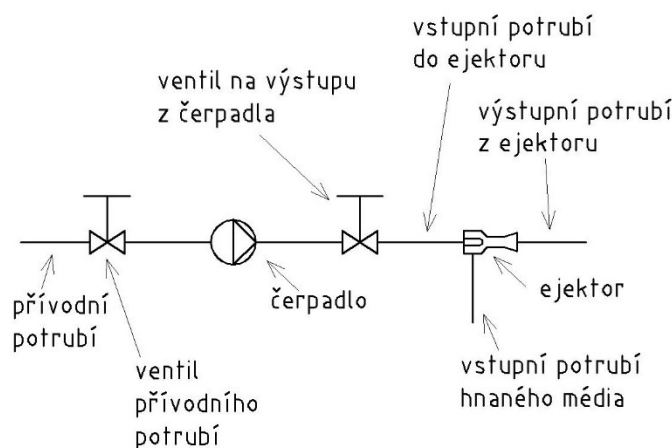
- Regulace tlaku
- Regulace změnou polohy ústí dýzy vůči vstupu do směšovací komory
- Regulace změnou tvaru

### 6.1 Regulace tlaku

Regulaci tlaku lze provádět dvěma způsoby. Pomocí ventilu na výtlaku z předřazeného čerpadla nebo pomocí regulace jehly v dýze. Obě tyto metody pracují na stejném principu. Při zmenšení průtočné plochy dojde ke snížení tlaku a k nárůstu rychlosti a naopak. Vychází se z platnosti Bernoulliho rovnice a rovnice kontinuity.

#### 6.1.1 Ventil na výtlaku z předřazeného čerpadla

Tímto ventilem se reguluje tlak na vstupu do ejektoru, čímž je možné přiblížit se k zadanému tlaku. Jedná se o jednoduchou regulaci, která může vést k maření energie, pokud se jedná o škrcení. Mění se ovšem průtočná plocha, což může mít za následek změnu rychlosti na vstupu do ejektoru. Změna rychlosti má potom vliv na následující rychlosti, a to rychlost na výstupu hnacího média z dýzy  $w_{2,1}$  a rychlost hnaného média po svedení proudu  $w_{2,0}$ . Jelikož je ejektor propočítán na jiné hodnoty může docházet ke zvýšeným ztrátám při přechodu do směšovací komory, zejména při narážení proudu do stěny hlavy stroje. Je proto vhodné regulaci tlaku zkombinovat s regulací polohy. Změnou polohy dýzy dochází k úpravě polohy kužele proudu. Tím lze eliminovat ztrátu při nárazu do stěny hlavy ejektoru. Regulace změny polohy je podrobněji popsána v kapitole 6.2.

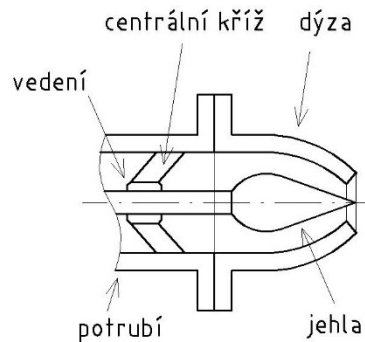


Obr. 6.1 Umístění ventilu na výstupu z čerpadla

### 6.1.2 Regulace pomocí jehly v dýze

Pomocí jehly se reguluje průtočná plocha na výstupu z dýzy  $S_{2,1}$ . Změnou průtočné plochy na výstupu z dýzy dochází ke změně tlaku na výstupu z dýzy  $p_2$  a ke změně rychlosti na výstupu z dýzy  $w_{2,1}$ . Zároveň se mění také tvar výstupního kužele proudu hnacího média. Tato skutečnost může mít vliv na proudy směřující do směšovací komory. Vlivem nárazu do stěny hlavy ejektoru mohou proudy způsobit zvýšení ztrát přidavným vířením nebo prodloužit potřebnou délku směšovací komory k homogenizaci směsi. Regulaci jehlou je vhodné zkombinovat s regulací změnou polohy. Tím je možné eliminovat ztrátu vlivem nárazu do stěny ejektoru. K posunu jehly v dýze dochází pomalu při ručním ovládání. V případě potřeby rychlé změny polohy jehly je nutné použít mechanismus se servomotorem. Počáteční polohu jehly je vhodné umístit tak, aby bylo možné jehlu přibližovat k ústí dýzy i oddalovat. Tím je umožněno zvětšení průtočné plochy i její zmenšení. Tento způsob regulace se využívá zejména u Peltonovy turbíny k regulaci velikosti vodního paprsku. Zde je potřeba, aby součástí dýzy byl i deflektor a deviátor. Tyto prvky slouží k rychlému odklonění paprsku v případě poruchy turbíny.





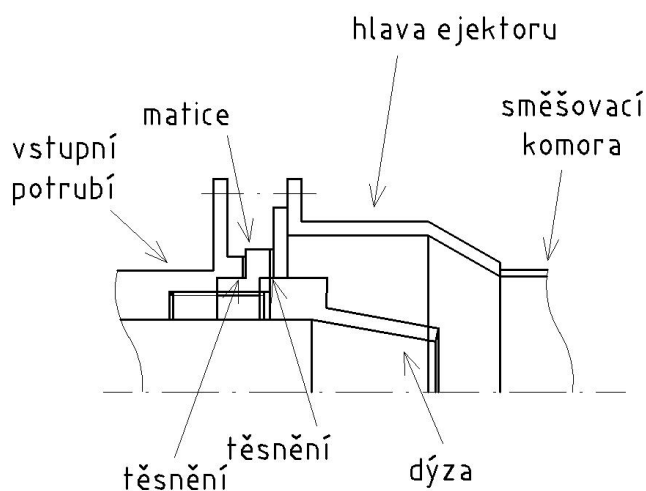
Obr. 6.2 Regulace pomocí jehly v dýze [14]

## 6.2 Regulace změnou polohy

Pokud na vstupu hnacího média bude udržovaný tlak na jiné hodnotě, je vhodné změnit polohu ústí dýzy oproti vstupu do směšovací komory  $s_3$ . Pomocí této změny dochází ke snížení ztrát vlivem nárazu proudů do stěny hlavy ejektoru. K největším ztrátám v ejektoru dochází ve směšovací komoře při promíchávání médií. Kdyby média narážela do stěny před vstupem do směšovací komory, projevila by se tato skutečnost přidavnými víry ve směšovací komoře a došlo by ke zvýšení ztrát. Vzdálenost mezi výstupem z dýzy a vstupem do směšovací komory  $s_3$  je získána vztahem (5.27). Tato vzdálenost je ale optimální pouze pro počáteční zadané hodnoty, podle kterých byl proveden výpočet. Při změně tlaku na vstupu se změni i vypočtené hodnoty a navržený ejektor již nebude mít maximální vypočtenou účinnost. Pokud to konstrukce ejektoru umožňuje je vhodné doprovázet tuto regulaci změnou tvaru dýzy a změnou délky směšovací komory.

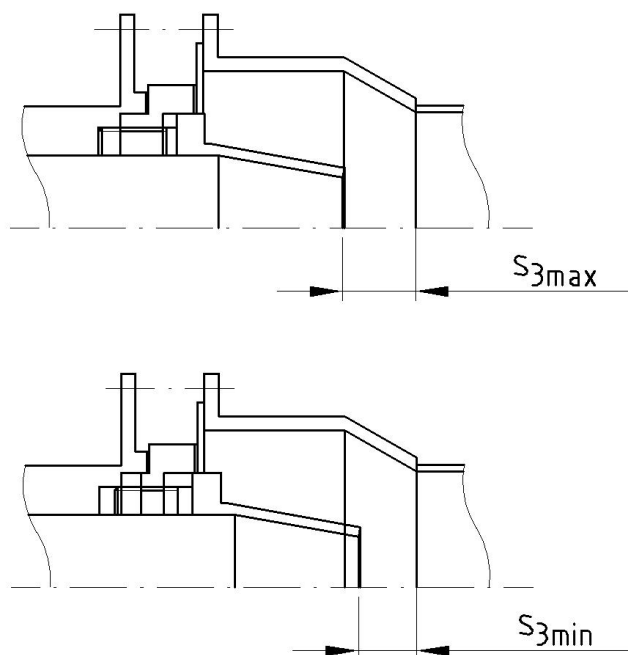
### 6.2.1 Regulace změnou velikosti ustavovací matice

Dýza je opatřena závitem, na který je umístěna matice. Délkou matice na závitu je možné regulovat vzdálenost mezi výstupem dýzy a vstupem do směšovací komory. Ve směru k přívodu hnacího média je matice opatřena těsněním, které brání úniku hnacího média. Za těsněním se nachází vstupní potrubí hnacího média. Potrubí je opatřeno přírubou. Tato příruba slouží ke spojení potrubí hnacího média s hlavou ejektoru pomocí šroubového spoje. Mezi hlavou ejektoru a ustavovací maticí je nutné vložit těsnění, které zabrání úniku média.



Obr. 6.3 Regulace pomocí ustavovacího kroužku

Změna polohy je omezena možnou délkou matice a délky osazení na dýze. Při konstrukci ejektoru se tyto rozměry volí. Vysunutím dýzy se zmenší vzdálenost  $s_3$ . Mezi dýzou a vstupním potrubím vznikne prázdná plocha, která může mít za následek přidavný vír. Tento vír by neměl mít příliš velký vliv, jelikož se nachází ve vstupním potrubí a médium ještě projde přes dýzu. Vír nebude nikterak velký a bude mít dostatečnou délku na uklidnění.



Obr. 6.4 Zobrazení maximální a minimální hodnoty  $s_3$

### **6.2.2 Regulace změnou polohy posunutím po závitu**

Dýza je spojena s hlavou ejektoru pomocí závitu. Dýzu je možné posouvat a lze měnit její polohu vůči vstupu do směšovací komory. Závít je třeba těsnit proti úniku médií z hlavy ejektoru. Hlava ejektoru musí být na rozdíl od předchozí varianty rozebíratelná, aby byla možná výměna dýz. Při posunu dýzy se mění také vzdálenost mezi dýzou a vstupním potrubím. Z tohoto důvodu se na vstup musí umístit dilatační armatura.

## **6.3 Regulace změnou tvaru**

Tato regulace je použitelná pouze u ejektorů, které byly navrženy jako rozebíratelné. Používá se v kombinaci s předchozími regulacemi. Slouží ke snížení ztrát ejektoru výměnou částí. Původní dýza je nahrazena dýzou o jiném tvaru a jiné délce pro lepší průběh proudu. Tím se změní i rychlost na výstupu z dýzy a rychlost hnaného média po svedení proudů. Ideální délka směšovací komory pak již neodpovídá její délce. Krátká směšovací komora způsobuje nedokonalé smíšení a dlouhá směšovací komora velké tlakové ztráty. Směšovací komora je nahrazena jinou o rozdílné délce.

V případě navrženého ejektoru podle kapitoly 5.1 volím regulaci tlaku ventilem na výstupu z čerpadla a regulaci změnou velikosti ustavovací matice. Je možné také použít regulaci změnou tvaru, protože ejektor je navržen jako rozebíratelný.

## 7 Závěr

Teoretická část práce je členěna do tří kapitol, které se zabývají rešerší proudových strojů. Nejprve je provedeno zařazení proudových strojů z hlediska energetických strojů a popis jednotlivých úrovní začlenění. U charakteristiky proudových strojů se nachází zhodnocení jejich výhod a nevýhod a rozdělení podle výstupního tlaku.

Ve druhé kapitole teoretické části kapitola se věnuje teorii ejektorů. Nejprve jsou zmíněny možné tvary dýzy a popis jejich charakteristických vlastností. Následující podkapitola obsahuje rozdělení ejektoru na části. Každá část ejektoru je popsána a případně doplněna o úskalí, s kterými musí konstruktér při návrhu počítat. Dále je popsán pracovní proces ejektoru a změna vlastností médií při průchodu ejektorem. V této kapitole je uveden i vliv hmotnostních toků pracovních médií. Na konci kapitoly je provedeno rozdělení a popis energetických ztrát ejektoru.

Po kapitole, která se věnuje teorii ejektorů je zařazena kapitola o aplikaci ejektorů voda-voda, kde jsou uvedeny některé příklady aplikací.

Na počátku praktické části se nachází vyjádření zadaných hodnot ze zadání diplomové práce. Následně je proveden výpočet podle dvou odlišných metodik, a to podle empirické metody a metodou aplikací Bernoulliho rovnic. Jednotlivé kroky při výpočtu podle obou metodik jsou podrobně popsány, aby byla v práci dodržena přehlednost a popsána volba veškerých hodnot.

Po provedení výpočtů je zařazeno porovnání metodik. Porovnání je uvedeno v textové formě, kde je zdůvodněna odlišnost výsledků jednotlivých částí ejektoru a na závěr této kapitoly je uvedená tabulka s výsledky podle obou metodik. Při výpočtu podle empirické metody dochází k volbě řady součinitelů a koeficientů. Volba těchto koeficientů má zásadní význam při výpočtu dle této metodiky. V literaturách se nachází rozmezí, ze kterých lze koeficienty volit, ovšem i malá změna některých koeficientů má zásadní vliv pro výpočet. Bohužel v literaturách není uvedeno, jaké konkrétní hodnoty volit pro dané vlastnosti ejektoru. Tuto skutečnost považuji za nevýhodu této metodiky.

Metoda aplikací Bernoulliho rovnic má výhodu oproti předchozí metodě zejména v průběžném postupu z jedné části ejektoru do druhé. Jednotlivé kroky si lze lépe představit, protože tato metoda neobsahuje tolik koeficientů jako empirická metoda. Metoda podle Bernoulliho rovnic je zatížená volbou účinností, které není jednoduché zvolit. V literaturách jsou sice uvedeny hodnoty, kolem kterých se účinnost pohybuje, ovšem pro velmi krátké části ejektorů budou mít tyto účinnosti naprosto jiné hodnoty, než jaké jsou uvedeny v literatuře. Tyto účinnosti mají zásadní význam na funkčnost počítaného ejektoru. Správné hodnoty účinností nelze zjistit jinak, než vyrobením

prototypu ejektoru a jeho otestováním. Pro tvorbu výkresové dokumentace jsem se rozhodl postupovat podle empirické metody. Domnívám se, že tato metodika bude v konečném důsledku přesnější než metodika podle Bernoulliho rovnic. Ikdyž se zpočátku zdála metodika podle Bernoulliho rovnic vhodnější, došel jsem k závěru, že volba účinností jednotlivých částí ejektoru zcela zásadně ohrožuje funkčnost ejektoru.

Technická výkresová dokumentace obsahuje výkresy veškerých částí ejektoru. Jsou zde obsaženy výrobní výkresy, svařované podsestavy a výkres sestavy ejektoru. Ejektor je navržen v rozebíratelném provedení pomocí šroubových spojů. Toto provedení umožňuje výměnu dýzy při potřebné regulaci a výměnu matice, která ustanovuje polohu dýzy vůči vstupu do směšovací komory. Materiál všech částí ejektoru je 17 349, jedná se o dobře svařitelnou a obrobitelnou nerezovou ocel, která se běžně používá při působení mořské vody.

### Poděkování

Rád bych touto cestou vyjádřil poděkování Ing. Zdeňku Šmídovi, Ph.D. za výborný přístup a jeho cenné rady při vedení mé diplomové práce. Dále chci poděkovat své rodině, přítelkyni a přátelům za podporu během studia.

## Seznam použité literatury

- [1] Šmída, Z. *Podklady katedry energetiky*.
- [2] Kolarčík Kamil, J. Kaminský a M. Vrtek. *Kompresory. Skriptum pro partnerské střední školy*. Skriptum VŠB – TUO, Ostrava, 2012, 72 s.
- [3] Hibš, M. *Proudové přístroje*. 2. přeprac. vyd. Praha, SNTL, 1981, 183 s.
- [4] Raju, K. S. N.. *Fluid Mechanics, Heat Transfer and Mass Transfer: Chemical engineering practice*. New Jersey, John Wiley & Sons, Inc., 2011, 736 s. ISBN: 978-0-470-90997-3
- [5] Marine Insight. *A Guide To Ballast Tanks On Ships* [online]. [cit. 2020-2-28]. Dostupné z: <https://www.marineinsight.com/naval-architecture/a-guide-to-ballast-tanks-on-ships/>
- [6] Ellehammer, Maritime Diesel Electric, Inc.. *Complete ejectors* [online]. [cit. 2020-2-28]. Dostupné z: <https://vdocuments.mx/complete-ejectors.html>
- [7] Croll Reynolds. Products. *Jet mixerscirculators* [online]. [cit. 2020-2-28]. Dostupné z: <https://croll.com/products-2/products-standard-spare-parts/jet-mixerscirculators/>
- [8] Schutte & Koerting. *Water Jet Eductors* [online]. [cit. 2020-2-28]. Dostupné z: [https://www.s-k.com/pdf/2M\\_water\\_jet\\_eductors\\_brochure.pdf](https://www.s-k.com/pdf/2M_water_jet_eductors_brochure.pdf)
- [9] Probo – NB. *Ejektor požární ležatý* [online]. [cit. 2020-2-28]. Dostupné z: <https://www.probo-nb.cz/ejektor-pozarni-lezaty-p31/>
- [10] Probo – NB. *Ejektor požární stojatý* [online]. [cit. 2020-2-28]. Dostupné z: <https://www.probo-nb.cz/ejektor-pozarni-stojaty-p30/>
- [11] Ellehammer, Maritime Diesel Electric, Inc.. Iron pump. *Ejectors* [online]. [cit. 2020-3-3]. Dostupné z: <https://ironpump.com/products/ejectors>
- [12] TNV 75 2321. *Zprůchodňování migračních bariér rybími přechody*. Praha, HYDROPROJEKT CZ a.s., 2011, 27s.
- [13] In-počasí. *Meteostanice Ostrava – Výškovice* [online]. [cit. 2020-2-20]. Dostupné z: <https://www.in-pocasi.cz/aktualni-pocasi/ostrava/>
- [14] Malá voda. *Peltonova turbína* [online]. [cit. 2020-3-24]. Dostupné z: <https://mve.energetika.cz/primotlaketurbiny/pelton.htm>
- [15] The Engineering ToolBox. *Properties of Seawater* [online]. [cit. 2020-3-26]. Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/sea-water-properties-d\\_840.html](https://www.engineeringtoolbox.com/sea-water-properties-d_840.html)

## Seznam obrázků

Obr. 1.1 Zobrazení výsledného návrhu ejektoru .....	2
Obr. 2.1 Rozdělení kompresorů [2].....	4
Obr. 2.2 Ejektor od firmy Ellehammer [11] .....	5
Obr. 3.1 Průběh tlaků a rychlostí v zúžené dýze [1] .....	6
Obr. 3.2 i-s diagram pracovního procesu v dýze [1] .....	7
Obr. 3.3 Redukovaná charakteristika dýzy [1].....	8
Obr. 3.4 Univerzální charakteristika dýzy [1] .....	9
Obr. 3.5 Průběh tlaku a rychlosti v Lavalově dýze [1].....	10
Obr. 3.6 Zobrazení částí ejektoru [3] .....	11
Obr. 3.7 Vstupní potrubí hnacího média [1].....	12
Obr. 3.8 Nastavení dýzy vůči směšovací komoře [1].....	13
Obr. 3.9 Zúžená tryska [1].....	15
Obr. 3.10 Lavalova dýza [1].....	15
Obr. 3.11 Hlava ejektoru [1].....	17
Obr. 3.12 Vstupní potrubí hnaného média [1].....	18
Obr. 3.13 Schéma směšování proudů [3] .....	18
Obr. 3.14 Rovnoplochá směšovací komora [3] .....	19
Obr. 3.15 Rovnotlaká směšovací komora [3].....	20
Obr. 3.16 Difuzor [1].....	22
Obr. 3.17 Průběh tlaků a rychlostí v částech ejektoru [1] .....	23
Obr. 3.18 ideální i-s diagram [1] .....	23
Obr. 3.19 Skutečná expanze [1] .....	27
Obr. 3.20 Ztráty při nasávání hnaného média [1].....	28
Obr. 3.21 Skutečné míšení ve směšovací komoře [1] .....	29
Obr. 3.22 Skutečná komprese [1] .....	30



Obr. 4.1 Druhy nádrží [5].....	32
Obr. 4.2 Typ ejektoru používaný u balastních nádrží [6] .....	33
Obr. 4.3 Umístění ejektoru u balastní nádrže [6] .....	33
Obr. 4.4 Promíchávání kapaliny v nádrži [8] .....	34
Obr. 4.5 Ležatý a stojatý požární ejektor [9].....	35
Obr. 5.1 Graf k určení rychlostních součinitelů v závislosti na poměru tlakových rozdílů [1].....	38
Obr. 5.2 Závislost vstupního tlaku hnacího média na účinnosti ejektoru.....	41
Obr. 5.3 Zobrazení 3D modelu v řezu podle empirické metody .....	63
Obr. 5.4 Zobrazení 3D modelu v řezu podle metody přes Bernoulliho rovnice .....	63
Obr. 6.1 Umístění ventilu na výstupu z čerpadla .....	66
Obr. 6.2 Regulace pomocí jehly v dýze [14].....	67
Obr. 6.3 Regulace pomocí ustavovacího kroužku.....	68
Obr. 6.4 Zobrazení maximální a minimální hodnoty $s_3$ .....	68

## Seznam tabulek

Tabulka 5-1 Zadané hodnoty .....	36
Tabulka 5-2 Zvolené hodnoty součinitelů .....	39
Tabulka 5-3 Rozměry odpovídající DN65 .....	42
Tabulka 5-4 Rozměry odpovídající DN125 .....	46
Tabulka 5-5 Rozměry odpovídající DN150 .....	48
Tabulka 5-6 Rozměry odpovídající DN125 .....	49
Tabulka 5-7 Hodnoty v bodě 1 .....	51
Tabulka 5-8 Hodnoty v bodě 0 .....	51
Tabulka 5-9 Hodnoty v bodě 2,1 .....	54
Tabulka 5-10 Hodnoty v bodě 2,0 .....	55
Tabulka 5-11 Rozměry odpovídající DN100 .....	57
Tabulka 5-12 Hodnoty v bodě 3,4 .....	58
Tabulka 5-13 Rozměry odpovídající DN150 .....	60
Tabulka 5-14 Hodnoty v bodě 5 .....	61
Tabulka 5-15 Vypočítané hodnoty podle rozdílných metodik .....	64

# Seznam příloh

## Příloha A: Výkresová dokumentace

- Výkres ULM0018-DP – EJEKTOR
- Výkres ULM0018-DP/K – EJEKTOR KUSOVNÍK
- Výkres ULM0018-DP-01-01 – MATICE
- Výkres ULM0018-DP-01-02 – DÝŽA
- Výkres ULM0018-DP-02 – HLAVA EJEKTORU
- Výkres ULM0018-DP-02-01 – ČÁST HLAVY EJEKTORU
- Výkres ULM0018-DP-02-02 – VÍKO HLAVY EJEKTORU
- Výkres ULM0018-DP-02-03 – PŘÍRUBA HLAVY
- Výkres ULM0018-DP-03 – SMĚŠOVACÍ KOMORA
- Výkres ULM0018-DP-03-01 – PŘÍRUBA  $\varnothing 300/131,7$
- Výkres ULM0018-DP-03-02 – POTRUBÍ DN 125
- Výkres ULM0018-DP-03-03 – PŘÍRUBA DN 125 UPRAV.
- Výkres ULM0018-DP-04 – VSTUPNÍ POTRUBÍ 1
- Výkres ULM0018-DP-04-01 – PŘÍRUBA VST. POTRUBÍ
- Výkres ULM0018-DP-04-02 – ČÁST VST. POTRUBÍ
- Výkres ULM0018-DP-05-01 – DIFUZOR
- Výkres ULM0018-DP-06-01 – VSTUPNÍ POTRUBÍ 0